

Estudo de processos para detetar anomalias nos contadores de gás industriais em tempo real

Rui Pedro da Cunha Jácome

Dissertação de Mestrado

Orientador: Prof. Paulo José da Silva Martins Coelho



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Junho de 2017

“So the problem is not so much to see what nobody has yet seen, but to think what nobody has yet thought concerning that which everybody sees.”

Arthur Schopenhauer

Resumo

O consumo de gás natural, classificado como o mais limpo dos combustíveis fósseis, tem vindo a aumentar nos últimos anos no sector industrial, doméstico e dos automóveis. No sector industrial, a função de filtrar, regular a pressão e contabilizar o caudal de gás natural consumido pertence aos chamados postos de regulação e medida (PRM).

Atualmente a medição do caudal de gás consumido é realizada por intermédio de um contador de turbina ou por um contador de êmbolos rotativos, no entanto, no caso de alguma anomalia, não existe ainda um método que a permita detetar em tempo real. Outro problema que as empresas responsáveis pela distribuição do gás natural podem enfrentar é a adulteração dos postos de regulação e medida, desviando-se parte do caudal de gás por linhas paralelas ao contador.

Neste trabalho são estudados processos que possam ser aplicados na prática e que procurem relacionar de forma fiável a pressão, facilmente medida com os dispositivos já existentes nos postos de regulação e medida, com o caudal consumido de gás. É ainda testado, com dados de uma situação real, o processo mais promissor.

No capítulo 1 é feito o estudo do atual estado de arte das redes de distribuição de gás e dos equipamentos de regulação e medida de um PRM. No capítulo 2 realiza-se o estudo da teoria subjacente aos escoamentos compressíveis e ao cálculo das perdas de carga a eles associadas. No capítulo 3 é apresentado o método mais promissor, onde se relaciona a queda de pressão entre dois pontos de um PRM com o caudal de gás consumido, e estudado relativamente ao efeito da abertura de uma linha de bypass. No capítulo 4 enumeram-se alguns processos alternativos que podem também ser utilizados para detetar anomalias. No capítulo 5 é testado com dados de uma situação real o método mais promissor e feita uma análise de incertezas dos dados obtidos.

Com este trabalho chega-se à conclusão que a exatidão dos transdutores de pressão absoluta existentes num posto de regulação e medida é insuficiente para se obter uma relação útil entre a queda de pressão entre dois pontos do PRM e o correspondente caudal de gás consumido, pelo menos quando se trabalha com valores médios horários de pressão e caudal. O uso de um manómetro diferencial, ou a deteção da posição da válvula que regula o caudal no regulador de pressão, são soluções com potencial para se tornarem alternativas viáveis.

Palavras Chave: Gás natural, PRM, posto de regulação e medida, contador de gás, anomalias, queda de pressão, rede de distribuição, perdas de carga, caudal volúmico.

Study of methods to detect anomalies in industrial gas meters in real time

Abstract

The consumption of natural gas, classified as the cleanest of the fossil fuels, has been increasing in the last years in the industrial, residential and vehicle sectors. In the industrial sector, the function of filtering, regulating the pressure and measuring the gas flow rate belongs to the pressure reducing and metering stations.

Currently, the measurement of gas flow rate is done by a turbine meter or by a rotary displacement meter, however, in the case of an anomalie, there is no method yet that allows to detect it in real time. Another problem that worries the natural gas distributors is the adulteration of the pressure reducing and metering stations, diverting part of the gas flow rate through parallel lines to the gas meter.

In this work, methods that can be applied in practice and that try to reliably relate the pressure (easily measured with the devices already existing in the pressure reducing and metering station) with the gas flow rate are studied. The most promising method is then tested with data from a real situation.

In chapter 1, the state of the art of gas distribution networks and of the regulation and measurement equipment of a pressure reducing and metering station is studied. Chapter 2 studies the theory of compressible flows and the calculation of head losses in such flows. In chapter 3 is presented the most promising method, where the pressure drop between two points of the metering station is related to the gas flow rate, and studied the effect of the opening of a bypass line to the meter. In chapter 4 some alternative methods that can also be used to detect anomalies are presented. In chapter 5 the most promising method is tested with data from a real situation and an analysis of uncertainties of the obtained data is made.

With this work it is concluded that the accuracy of the existing pressure transducers in a metering station is insufficient to obtain a useful relationship between the pressure drop in the station metering and the corresponding gas flow rate, at least when working with hourly average pressures and flow rates. The use of a differential pressure gauge, or the detection of the position of the valve that regulates the flow rate in the gas pressure regulator, are solutions with the potential to become viable alternatives.

Keywords: Natural gas, pressure reducing and metering stations, gas meter, anomalie, pressure loss, gas flow rate, gas distribution networks.

Agradecimentos

À conclusão deste trabalho não posso esquecer aqueles que para ele tanto contribuíram quer direta ou indiretamente. Assim, em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao professor Paulo José da Silva Martins Coelho, meu orientador, pela sua exigência, comentários e sugestões relevantes durante a orientação, e por toda a ajuda, entusiasmo e paciência demonstrados ao longo deste semestre de trabalho.

Em segundo lugar agradeço à EDP Gás Distribuição, nomeadamente ao Eng. Pedro Diogo Pinto e ao Eng. Carlos Pereira Pinto, pela pronta disponibilidade e pela partilha de inúmeras informações relativas aos postos de regulação e medida.

Agradeço ainda aos meus amigos pelo companheirismo, pelos momentos de descontração e pela troca de ideias que contribuíram para que me mantivesse motivado até ao final deste trabalho.

Por último quero agradecer à minha família pelo apoio, motivação, incentivo e ânimo que sempre me deram desde a primeira hora e pela compreensão nos vários momentos em que não pude estar presente.

A todos vocês, um sincero obrigado.

Rui Pedro da Cunha Jácome

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	Gás Natural em Portugal	1
1.2	Objetivos	2
1.3	Postos de Rede	3
1.3.1	Tubagem	4
1.3.2	Válvulas	5
1.3.3	Filtros	5
1.3.4	Manómetros	5
1.3.5	Reguladores	5
1.3.6	Contadores	6
1.3.7	Conversores de volume de gás – PTZ	8
2	Escoamento compressível e estacionário no interior de condutas	11
2.1	Equação geral do escoamento – Regime estacionário	11
2.2	Regimes de escoamento	15
2.2.1	Regime de escoamento laminar	15
2.2.2	Regimes de escoamento parcial e totalmente turbulento.....	16
2.2.3	Regime de escoamento mais frequente na prática.....	17
2.3	Perdas de carga localizadas	18
2.3.1	Difusores.....	19
2.3.2	Curvas	20
2.3.3	Tês	20
2.3.4	Válvulas	21
3	Análise hidrodinâmica a um posto de regulação e medida.....	23
3.1	Implementação da equação de energia para escoamento compressível.....	24
3.2	Implementação de equações de energia para escoamento incompressível	27
3.3	Influência do bypass ao contador nos valores de pressão ao longo do PRM.....	29
4	Métodos alternativos para a deteção de anomalias na medição de caudal	35
4.1	Tubo de Pitot.....	35
4.2	Diferenças de pressão causadas por variações de diâmetro	40
4.2.1	Análise da aplicação prática a um posto de regulação e medida.....	42
4.3	Variação de pressão em curvas	44
4.4	Posição da válvula reguladora de pressão	46
5	Análise experimental de um PRM numa situação real	49
5.1	Descrição do PRM	49
5.2	Análise teórica ao PRM	50
5.3	Análise dos resultados da simulação e dos dados experimentais.....	53
5.4	Análise de incertezas aos dados obtidos	55
5.4.1	Erro sistemático	56
5.4.2	Erro Aleatório em virtude de flutuações de temperatura e pressão.....	59
6	Conclusões e sugestões de trabalho futuro	67
	Referências	71
	ANEXO A: Funcionamento de Reguladores de Pressão	73

Nomenclatura

Variáveis Latinas

A	- Área da secção transversal ao escoamento	[m ²]
B	- Incerteza	[-]
d	- Densidade relativa do gás	[-]
D	- Diâmetro da tubagem	[m]
f	- Coeficiente de atrito de Darcy	[-]
g	- Aceleração gravítica	[m/s ²]
H	- Altura	[m]
h	- Entalpia	[J]
K	- Coeficiente de perdas de carga localizadas	[-]
k	- Constante isentrópica do gás	[-]
L	- Comprimento da tubagem	[m]
\dot{m}	- Caudal mássico	[kg/s]
m	- Massa do fluido	[kg]
M	- Massa Molecular	[kg/kmol]
Ma	- Número de Mach	[-]
n	- Parâmetro de potência	[-]
P	- Pressão estática	[Pa]
\dot{Q}_{st}	- Caudal volumétrico às condições PTN (0 °C e 1,01325 bar)	[m ³ /h]
\bar{R}	- Constante universal	[J/(kmol K)]
r	- Raio de curvatura	[m]
Re	- Número de Reynolds	[-]
T	- Temperatura	[°C]
u	- Velocidade média do escoamento	[m/s]
U	- Energia interna	[J]
z	- Fator de compressibilidade	[-]

Variáveis Gregas

α	- Parâmetro auxiliar para redução de erro aleatório	[-]
β	- Fator de correção	[-]
ε	- Rugosidade	[m]
η	- Fator de eficiência	[-]
μ	- Viscosidade dinâmica	[Pa.s]
ρ	- Massa volúmica	[kg/s]
τ_p	- Tensão de corte na parede	[Pa]

Abreviaturas

PRM – Posto de Regulação e Medida
 PTN – Pressão e Temperatura Normais (0°C e 1,01325 bar)
 EES – Engineering Equation Solver

Índice de Figuras

Figura 1.1 – Mapa da rede nacional de transporte de gás (a) e rede de distribuição concessionada pela EDP Gás (b).	2
Figura 1.2 – Exemplo de PRM de 3ª classe industrial. 1- Regulador de pressão; 2- Válvula de borboleta; 3- Manómetro de Bourdon; 4- Conversor de volume (PTZ); 5- Transdutor de pressão absoluta; 6- Contador de turbina. As setas indicam o sentido do escoamento de gás. ...	3
Figura 1.3 – Esquema de regulador de pressão (Emerson, 2015).	6
Figura 1.4 – Funcionamento de contador de êmbolos rotativos.	7
Figura 1.5 – Esquema de contador de turbina (Liptak, 2003).	8
Figura 1.6 – Conversor de volume PTZ.	9
Figura 2.1 – Escoamento compressível e estacionário de um fluido num segmento de uma conduta (Mohitpour et al., 2003).	11
Figura 2.2 – Representação das forças que atuam num volume de controlo de comprimento dx e que abrange toda a secção da conduta (Coelho e Pinho, 2003/2004).	12
Figura 2.3 – Efeito da rugosidade relativa, na mudança do regime de escoamento hidraulicamente liso para o regime de escoamento hidraulicamente rugoso. Adaptado de Coelho e Pinho (2007).	17
Figura 2.4 – Difusor cónico.	19
Figura 2.5 – Curva de 90°.	20
Figura 2.6 – Tê com separação do caudal.	20
Figura 2.7 – Válvula de borboleta.	21
Figura 3.1 - Esquema simplificado de PRM.	23
Figura 3.2 – Massa volúmica em vários pontos do PRM para diversos caudais para $P=1,32$ bar e $T=0^{\circ}\text{C}$	27
Figura 3.3 – Dependência da diferença de pressão no PRM em função do caudal volúmico, para $P=1,32$ bar e $T=0^{\circ}\text{C}$, considerando-se escoamento compressível e escoamento incompressível.	28
Figura 3.4 – Influência da abertura da válvula de bypass na queda de pressão ao longo do PRM.	30
Figura 3.5 – Percentagem de caudal medido em função da abertura da válvula de bypass.	31
Figura 3.6 – Relação da queda de pressão entre os pontos 1 e 2 com o caudal corrigido medido pelo contador para diferentes posições para a válvula de bypass.	31
Figura 4.1 – Tubo de Pitot standard (Figliola e Beasley, 2010).	36
Figura 4.2 – Esquema da medição da pressão estática.	38
Figura 4.3 – Relação entre pressão dinâmica e caudal volúmico real do escoamento.	38
Figura 4.4 – Aumento de diâmetro a jusante do regulador.	41
Figura 4.5 – Esquema do aumento de diâmetro numa tubagem.	41
Figura 4.6 – Diferença de pressão estática em função do caudal num aumento de diâmetro a jusante do regulador de pressão para uma tubagem de diâmetro D_2 igual a 50 mm.	42

Figura 4.7 – Diferença de pressão entre zona de menor área a jusante do regulador de pressão, P_{garganta} , e pressão a montante do contador, P_2 , Figura 3.1, em função do caudal volúmico da instalação às condições PTN.	43
Figura 4.8 – Comparação da diferença de pressão estimada ao longo do PRM para a medição da pressão na garganta imediatamente a jusante do regulador ou para a tomada de medição já existente a jusante do regulador.	44
Figura 4.9 – Tomadas de pressão numa curva para medição do caudal. Adaptado de Liptak (2003).	45
Figura 4.10 – Diferencial de pressão numa curva em função do caudal volúmico às condições PTN.	46
Figura 4.11 – Exemplo de regulador com indicador de posição.	47
Figura 4.12 – (a) Sensor de proximidade para indicador de posição (b) Transmissor de posição exata.	48
Figura 5.1 – Posto de regulação e medida onde foi efetuada a análise experimental. Setas indicam o sentido do escoamento.	49
Figura 5.2 – Esquema do PRM onde foi realizada a recolha de dados.	50
Figura 5.3 – Desenho do contador instalado.	52
Figura 5.4 – Comparação dos dados experimentais com os dados teóricos expectáveis.	53
Figura 5.5 – Vista em corte do contador (Itron, 2012).	54
Figura 5.6 – Comparação entre a diferença de pressão $P_1 - P_2$ esperada e os dados experimentais após correção do desvio de zero observado.	55
Figura 5.7 – Erro sistemático relativo do caudal em função do caudal às condições normais para diferentes transdutores de pressão absoluta (com diferentes exatidões).	57
Figura 5.8 - Erro sistemático relativo do caudal em função da diferença de pressão $P_1 - P_2$ para diferentes transdutores de pressão absoluta (com diferentes exatidões).	57
Figura 5.9 - Erro sistemático relativo do caudal em função do caudal às condições normais para um transdutor de pressão diferencial com uma exatidão de 0,2% de fim de escala (sendo este de 7000 Pa).	59
Figura 5.10 – Influência na diferença de pressão esperada para uma dispersão de temperatura entre 0°C e 40°C e uma dispersão de pressão P_2 entre 1,3 bar e 1,33 bar.	60
Figura 5.11 – Erro aleatório relativo da diferença de pressão $P_1 - P_2$ para uma dispersão da temperatura entre 0°C e 40°C e para uma dispersão da pressão P_2 entre 1,3 bar e 1,33 bar.	61
Figura 5.12 – Evolução da viscosidade dinâmica, μ , em função da temperatura, T , para o caso do metano a uma pressão de 1,3 bar.	62
Figura 5.13 – Raiz da diferença de pressão ao longo do PRM, $P_1 - P_2$, em função do caudal volúmico às condições normais, Q_{Ist} , para uma dispersão da temperatura entre 0°C e 40°C e uma dispersão da pressão P_2 entre 1,3 bar e 1,33 bar.	63
Figura 5.14 - Raiz da diferença de pressão ao longo do PRM, $P_1 - P_2$, em função do parâmetro α (função do caudal [m^3/h], pressão [Pa] e temperatura [K]) para uma dispersão da temperatura entre 0°C e 40°C e uma dispersão da pressão P_2 entre 1,3 bar e 1,33 bar.	63
Figura 5.15 - Raiz da diferença de pressão ao longo do PRM, $P_1 - P_2$, em função do caudal volúmico às condições normais, Q_{Ist} , aplicada aos dados experimentais.	64

Figura 5.16 - Raiz da diferença de pressão ao longo do PRM, $P1 - P2$, em função do parâmetro α (função do caudal, pressão e temperatura) aplicada aos dados experimentais. ...	64
Figura A.1 – Sistema de gás com regulador de pressão (Emerson, 2015).	73
Figura A.2 – Princípio de funcionamento de regulador de pressão (Emerson, 2015).....	74
Figura A.3 – Curva característica de um regulador (Emerson, 2015).	75
Figura A.4 – Esquema de um regulador de pressão diretamente operado (Emerson, 2015)....	76

Índice de Tabelas

Tabela 1.1 – Tipos de PRM. Caudal volúmico em condições normais: 0°C e 1,01325 bar (ET206, 2013).....	4
Tabela 1.2 – Diâmetro nominal (DN) da tubagem de um PRM (ET206, 2013)	4
Tabela 2.1 – Comparação entre <i>Recr</i> e <i>Relimite</i> (Coelho e Pinho, 2007).	18
Tabela 2.2 – Coeficiente de perdas de carga localizadas, <i>K</i> , para difusores (Idel'cik, 1969) ..	19
Tabela 2.3 – Coeficiente de perdas de carga localizadas, <i>K</i> , para tês (Idel'cik, 1969).....	21
Tabela 2.4 – Coeficiente de perdas de carga localizadas, <i>K</i> , para uma válvula de borboleta (Idel'cik, 1969).....	21
Tabela 3.1 – Características do PRM simulado na simulação numérica.....	26
Tabela 3.2 – Diferença de pressão (Pa) expectável entre os pontos 1 e 2 em função do caudal medido às condições PTN e da posição da válvula de bypass para o PRM da Figura 1.2.....	32
Tabela 3.3 - Incerteza na medição dos valores de pressão para a deteção de um erro no caudal de $\pm 10\%$	33
Tabela 4.1 – Incerteza no caudal medido [m^3/h] às condições reais em função da pressão de estagnação e para uma pressão estática de 1,3 bar para diferentes incertezas dos transdutores de pressão absoluta	39
Tabela 4.2 – Incerteza no caudal medido [m^3/h] às condições reais em função da pressão dinâmica para diferentes transdutores de pressão diferencial	40
Tabela 5.1 – Características do PRM onde foi realizada a análise experimental.....	51
Tabela 5.2 – Incertezas no caudal (m^3/h), <i>QIst</i> , e no valor de pressão <i>P1</i> (Pa) para diversos transdutores de pressão.....	56
Tabela 5.3 - Incertezas no caudal (m^3/h), <i>QIst</i> , e na diferença de pressão <i>P1 – P2</i> (Pa) para o transdutor de pressão diferencial considerado (exatidão de $\pm 0,2\%$ de fim de escala)	58

1 Introdução

A descoberta de gás natural data de tempos antigos no médio oriente. Há milhares de anos atrás, observava-se que o escoamento de gás natural, inflamado devido a raios, criava “chamas eternas” à volta das quais eram construídos templos para práticas religiosas. No entanto, o valor energético do gás natural só foi reconhecido no ano 900 AC na China, sendo o primeiro poço conhecido de gás natural perfurado em 211 AC também na China. Na Europa, o gás natural era desconhecido sendo descoberto, no entanto, na Grã-Bretanha, em 1659, o gás natural manufaturado (produzido através do carvão), muito utilizado para iluminação, passou a ser comercializado a partir de 1790.

Historicamente, a descoberta de gás natural foi uma consequência da procura por jazidas de petróleo. Muitas vezes o gás natural era considerado um produto indesejado sendo que, na maior parte das vezes, o processo de perfuração era interrompido para que o gás escoasse livremente para a atmosfera. Atualmente, e sobretudo após a escassez de petróleo dos anos 70, o gás natural tornou-se uma importante fonte de energia em todo o Mundo.

Ao longo do século 19, a utilização de gás natural era quase exclusivamente para iluminação e o seu uso era muito localizado face à dificuldade no transporte de grandes quantidades de gás natural a longas distâncias. A invenção de acoplamentos sem fugas entre tubagens em 1890 foi um importante marco, no entanto, só em 1920 o transporte de gás natural a longas distâncias se tornou prático fruto de avanços tecnológicos nas tubagens. Foi após a Segunda Guerra Mundial que o uso de gás natural cresceu rapidamente com o desenvolvimento de redes de distribuição e sistemas de armazenamento (Mokhatab *et al.*, 2006).

1.1 Gás Natural em Portugal

Portugal caracteriza-se por não possuir jazidas de gás natural, isto é, não há produção de gás natural em território nacional. O aprovisionamento de gás natural para o mercado português é efetuado através de contratos de longo prazo sendo os principais países fornecedores de gás natural a Argélia e a Nigéria (ERSE, 2017).

O sistema nacional de gás natural está atualmente dividido em sete grandes segmentos: receção, armazenagem e regaseificação de Gás Natural Liquefeito (GNL), armazenagem subterrânea de gás natural, transporte de gás natural, distribuição de gás natural, comercialização de gás natural, operação do mercado de gás natural e operação da logística necessária para a coordenação dos fornecedores de gás (EDP, 2017).

A receção, armazenagem e regaseificação do GNL é realizada no terminal de Sines, sendo este terminal responsável pela receção do GNL, transportado pelos navios metaneiros, assim como pela consequente armazenagem, regaseificação e emissão do gás natural para a rede de transporte (EDP, 2017). Na Figura 1.1a mostra-se esquematicamente a rede nacional de transporte de gás constituída pelos gasodutos de 1º escalão.

A atividade de transporte de gás natural é desenvolvida de acordo com um contrato de concessão exclusiva concedido pelo governo Português à Redes Energéticas Nacionais (REN

Gasodutos). O gás natural é transportado através de gasodutos de alta pressão ou de 1º escalão (> 20 bar) que se ligam, através de estações de medição e regulação de pressão, aos gasodutos de média pressão, ou de 2º escalão (entre 4 e 20 bar), que representam a rede primária da rede de distribuição.

A atividade de distribuição de gás natural regula-se através de concessões ou licenças concedidas pelo governo Português, e consiste na distribuição de gás natural através de gasodutos de média e baixa pressão, rede primária e secundária, respetivamente, da rede de distribuição (a última entre 1 e 4 bar). A rede de distribuição serve residências, comércio e indústrias. A EDP é a concessionária da rede de distribuição de gás natural na região costeira no norte de Portugal (Figura 1.1b), através da sua subsidiária EDP Gás (EDP, 2017).

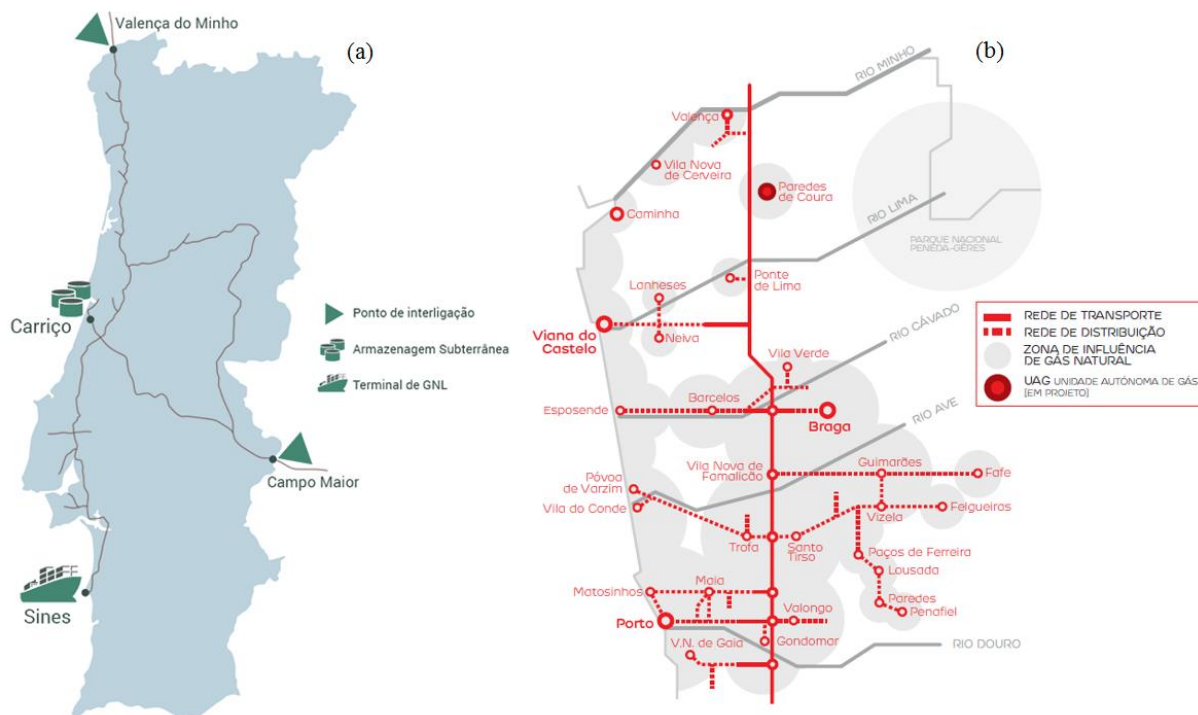


Figura 1.1 – Mapa da rede nacional de transporte de gás (a) e rede de distribuição concessionada pela EDP Gás (b).

1.2 Objetivos

Uma das maiores preocupações da EDP Gás é o correto controlo do consumo de gás em cada um dos seus clientes. Atualmente, na presença de qualquer anomalia ou avaria nos contadores instalados pela EDP Gás que origine uma medição incorreta do caudal consumido, não existe qualquer meio que comunique a falha à concessionária da rede em tempo real. De facto, só no caso de o valor medido ser nulo e constante durante algum tempo (à volta de 3 dias) é que a situação é analisada.

Face aos elevados consumos que algumas empresas (clientes) apresentam, 3 dias pode ser demasiado tempo para se detetar uma falha, tendo, obviamente, prejuízos inerentes para a EDP Gás.

Neste trabalho pretende-se efetuar o estudo de um ou vários processos para detetar anomalias nos contadores de gás industriais em tempo real, e de formas de o implementar na prática. Testar-se-á na prática a solução que à partida pareça mais viável.

Outro dos problemas que também se tentará analisar, e cujas soluções referidas anteriormente também poderão ser úteis, é a possível deteção de eventuais clientes em fraude, isto é, clientes

que possam ter, por exemplo, adulterado o posto de medição instalado pela EDP Gás para desviar um caudal de gás antes da sua passagem pelo contador.

Para tal é importante fazer-se um sumário do estado de arte atual de modo a perceber-se o funcionamento dos chamados postos de redução e medida (PRM), algo que será realizado seguidamente. Neste trabalho serão analisados apenas postos de rede de clientes industriais, não se considerando, pois, o caso dos clientes domésticos.

1.3 Postos de Rede

Com o intuito de controlar a mudança dos regimes de pressão entre as redes primárias e as redes secundárias, assegurando-se assim a monitorização do sistema de distribuição de gás, são instalados nas interfaces entre rede primária, rede secundária e rede de utilização os chamados postos de rede.

Os postos de rede podem classificar-se relativamente à sua função de utilização que pode ser uma ou um conjunto das seguintes:

- a) Filtragem;
- b) Regulação da pressão de gás para um valor adequado às necessidades do cliente;
- c) Medição;

Ao posto de rede que realiza todas as funções supracitadas é chamado de PRM (posto de regulação e medida). Estes dividem-se ainda nas seguintes classes:

- 1ª Classe: reduz a pressão de transporte do gasoduto de 1º escalão (80 bar) para a pressão do gasoduto de 2º escalão, ou rede primária da rede de distribuição (20 bar);
- 2ª Classe (ou PRM de rede): reduz a pressão de transporte do gasoduto de 2º escalão, rede primária da rede de distribuição (20 bar), para a pressão da rede secundária da rede de distribuição (4 bar);
- 3ª Classe: reduz a pressão da rede secundária da rede de distribuição para a rede de utilização (4 bar para 21 mbar (doméstico) ou 300 mbar (indústria));

O PRM mais comum e de maior interesse para o presente trabalho é o PRM de 3ª classe (industrial), que fornece à EDP Gás a informação sobre o volume de gás fornecido ao respetivo cliente. Na Figura 1.2 apresenta-se um exemplo de um PRM do género.



Figura 1.2 – Exemplo de PRM de 3ª classe industrial. 1- Regulador de pressão; 2- Válvula de borboleta; 3- Manómetro de Bourdon; 4- Conversor de volume (PTZ); 5- Transdutor de pressão absoluta; 6- Contador de turbina. As setas indicam o sentido do escoamento de gás.

Em função do tipo de rede ao qual será interligado (média ou baixa pressão) e pela gama de caudal volúmico previsto a complexidade do posto aumenta podendo existir mais do que uma linha de regulação, um *bypass* quer à linha do contador quer à linha do regulador ou até diferentes componentes instalados (ET206, 2013).

Na Tabela 1.1 apresentam-se os tipos de PRM, bem como a respetiva gama de caudal volúmico em condições de pressão e temperatura normais (PTN) de 0°C e 1,01325 bar, atualmente instalados pela EDP Gás.

Tabela 1.1 – Tipos de PRM. Caudal volúmico em condições normais: 0°C e 1,01325 bar (ET206, 2013)

Tipo	Rede a ligar	Gama de caudal volúmico [m ³ /h]
1A / 1B	Baixa pressão	≤ 80
2A / 2B	Baixa pressão	81 - 125
3	Baixa pressão	126 - 320
4	Baixa pressão	321 - 770
5	Baixa pressão	771 - 1290
6	Baixa pressão	1291 - 2000
10	Média pressão	5000 - 10000
11	Média pressão	100 - 5000

De uma forma geral, os PRM são constituídos por duas linhas de regulação (com exceção dos tipos 1B e 2B destinados a pequenas indústrias), uma linha para o contador e um *bypass* a este último.

De seguida apresenta-se alguma informação acerca dos principais constituintes de um PRM.

1.3.1 Tubagem

A tubagem a instalar nos postos de regulação e medida deverá ser em aço ao carbono ou cobre (em casos perfeitamente definidos). No caso da tubagem em aço as uniões entre tubos e acessórios são efetuadas por uniões flangeadas sendo as flanges unidas à tubagem ou, em raros casos, por soldadura (preferencialmente pelo processo TIG). No caso da tubagem em cobre a união entre tubos e acessórios é realizada por brasagem forte ou por soldobrasagem (ET206, 2013).

As ligações entre as tubagens e os filtros e reguladores serão pois flangeadas tendo as ligações obedecer à norma ANSI B 2.1 de modo a garantir-se a estanquidade (ET206, 2013).

Na Tabela 1.2, em função do tipo de PRM, apresentam-se as características da tubagem a instalar, sendo DN o diâmetro nominal da tubagem e *e* a espessura da tubagem.

Tabela 1.2 – Diâmetro nominal (DN) da tubagem de um PRM (ET206, 2013)

Tipo de PRM	DN da tubagem a montante da redução			DN da tubagem a jusante da redução		
	Aço		Cobre	Aço		Cobre
	DN [in]	<i>e</i> [mm]	DN [mm]	DN [in]	<i>e</i> [mm]	DN [mm]
1A / 1B	1"	3,4	28	1 ^{1/4} "	3,6	42
2A / 2B	1 ^{1/4} "	3,6	42	2"	3,9	-
3	2"	3,9	-	3"/4"	4,4	-
4	3"	4,4	-	4"	4,4	-
5	4"	4,4	-	6"	4,4	-
6	5"	5,6	-	8"	4,4	-
10 (5000 m ³)	4"	4,4	-	6"	4,8	-
10 (10000 m ³)	6"	4,4	-	8"	EN 10204	-
11	4"	4,4	-	4"/6"/8"	EN 10204	-

Os diâmetros foram determinados de modo que a velocidade máxima na zona de média pressão (montante do regulador) e na zona de baixa pressão (jusante do regulador) não ultrapasse a velocidade máxima de 20 m/s (ET206, 2013).

1.3.2 Válvulas

Num PRM são muitos os tipos de válvulas que se podem encontrar, entre elas, válvulas de purga cuja função é drenar eventuais líquidos existentes, válvulas de bypass que permitem um bypass provisório da instalação, válvulas de escape atmosférico que permitem evitar ocorrências de sobrepressão na saída do regulador, válvulas de seccionamento que permitem isolar as linhas de pressão dos postos, etc.

Uma característica comum a todas elas, explicado pelo facto de o gás natural ser inflamável, é o acionamento mecânico (a maior parte manual). As soluções construtivas mais comuns são as válvulas de borboleta e as válvulas de macho esférico.

1.3.3 Filtros

Com a função de reter as partículas líquidas e sólidas, que, eventualmente, poderão ser transportadas com o gás natural, evitando assim danos aos restantes equipamentos, é instalado um filtro por cada linha de regulação.

A pedido da EDP Gás pode ser solicitada a incorporação de filtros magnéticos permitindo a remoção de partículas metálicas transportadas pelo fluxo de gás e suficientemente pequenas para não serem captadas pelo cartuxo filtrante (ET206, 2013).

1.3.4 Manómetros

Para se efetuar a medição da pressão relativa do gás natural são instalados vários manómetros de Bourdon de classe de exatidão 1,6 equipados com um sistema de segurança de corte de gás ao manómetro (permitindo a remoção do manómetro sem interromper o fluxo de gás). Os pontos onde é habitual a colocação dos manómetros é na entrada e saída do PRM e a montante do contador.

1.3.5 Reguladores

Os reguladores permitem regular a pressão a jusante dos mesmos de uma forma predeterminada, existindo no mínimo, um regulador por cada linha de regulação.

O regulador ideal seria aquele que manteria a pressão a jusante deste constante, no entanto, o mecanismo no qual se baseia o funcionamento do regulador irá sempre permitir um desvio (acima ou abaixo) em relação ao valor pretendido.

Com recurso à Figura 1.3 o funcionamento de um regulador é mais facilmente explicado. Com o intuito de manter a pressão a jusante constante o regulador regula o caudal que passa através de uma válvula de disco. A abertura/fecho dessa válvula é controlada através do balanço entre o valor de pressão a jusante do regulador (detetada com recurso a um diafragma) e uma força predeterminada (geralmente exercida por uma mola). Assim, pode-se regular o caudal de gás que atravessa o regulador (e, portanto, determinado valor de pressão a jusante do regulador) variando a força (ou rigidez) da mola (Emerson, 2015).

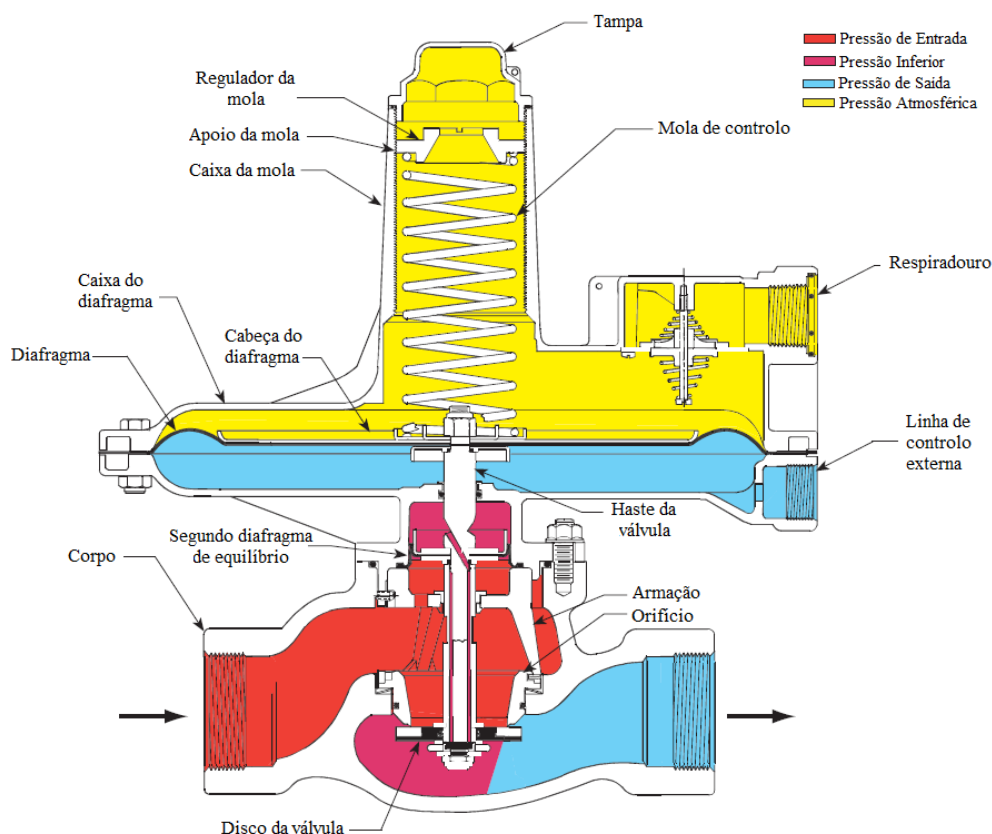


Figura 1.3 – Esquema de regulador de pressão (Emerson, 2015).

Os reguladores instalados pela EDP Gás apresentam uma precisão de regulação, máxima, de $\pm 5\%$ da pressão de saída tarada para caudais compreendidos entre 5% e 100% do caudal nominal (ET206, 2013).

Em casos de sobrepressão (10% acima da pressão de saída tarada) o regulador fecha (caudal de gás nulo), existindo, no entanto, a possibilidade do rearme ser automático.

O funcionamento dos reguladores de pressão de gás pode ser consultado com maior detalhe no anexo A.

1.3.6 Contadores

A instalação de contadores por parte da EDP Gás permite a quantificação do caudal volúmico de gás de cada um dos seus clientes. Atualmente são três os tipos de contadores instalados pela EDP sendo eles: contadores de diafragma (até 65 m³/h), contadores de êmbolos rotativos (até 650 m³/h) e contadores de turbina (até 2500 m³/h), caudais estes a PTN.

Contadores de diafragma

Os contadores de diafragma pertencem ao grupo de caudalímetros que medem diretamente o volume de gás (independentemente da condição e composição do gás) sendo que a medição do caudal de gás é feita com recurso a câmaras medidoras separadas por intermédio de um diafragma. Ao entrar determinada quantidade de gás, o diafragma expande e, quando atinge o máximo da sua dilatação, volta a contrair (enchendo as câmaras medidoras alternadamente). Esse movimento do diafragma é depois convertido num movimento rotativo permitindo contabilizar o caudal de gás.

Estes contadores são sobretudo usados em clientes domésticos ao invés de em clientes industriais uma vez que os últimos consomem caudais muito superiores.

Contadores de êmbolos rotativos

Para caudais mais elevados, e muito usados em clientes industriais, utilizam-se os contadores de êmbolos rotativos. Estes contadores enquadram-se também no grupo dos caudalímetros volumétricos que medem diretamente o volume de gás.

Na Figura 1.4 apresenta-se um esquema com o funcionamento de um contador de êmbolos rotativos. Dois rotores em forma de oito com movimento sincronizado e com pequeno espaço em relação à parede (minimizando fugas) rodam na presença de caudal de gás, sendo que, por cada rotação, cada rotor transporta um determinado volume da entrada para a saída do contador.

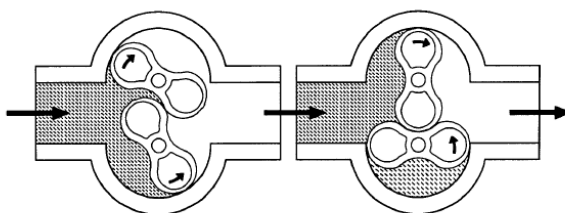


Figura 1.4 – Funcionamento de contador de êmbolos rotativos.

O caudal volúmico é então proporcional à velocidade de rotação dos rotores. O princípio de funcionamento deste medidor permite a sua utilização na medição de caudais mais elevados (em relação aos contadores de diafragma). Segundo Liptak (2003) estes medidores podem ser usados para caudais de gás até 3000 m³/h com uma precisão de $\pm 1\%$ do valor lido e com uma queda de pressão até 0,7 kPa.

A EDP Gás instala contadores deste tipo para caudais de 16 a 650 m³/h (ET432, 2015).

Contadores de turbina

Os contadores de turbina são dispositivos de medida nos quais as forças dinâmicas do caudal de gás provocam a rotação de uma turbina cuja velocidade é função do caudal volúmico de gás. O número de voltas do rotor da turbina é a base de indicação do volume que passa através do contador.

O caudal medido pelos contadores de turbina, ao contrário dos contadores antes apresentados, varia com a condição do escoamento à entrada (sendo importante garantir um perfil de velocidades razoavelmente desenvolvido para se obter uma correta medição) e com a composição do gás, sendo a viscosidade do fluido o parâmetro que mais afeta a medição de um contador de turbina. Como o fluido se trata de um gás (densidade mais baixa que nos líquidos) é fundamental que a resistência de fricção da turbina seja mínima.

Na Figura 1.5 apresenta-se o esquema de funcionamento de um contador de turbina.

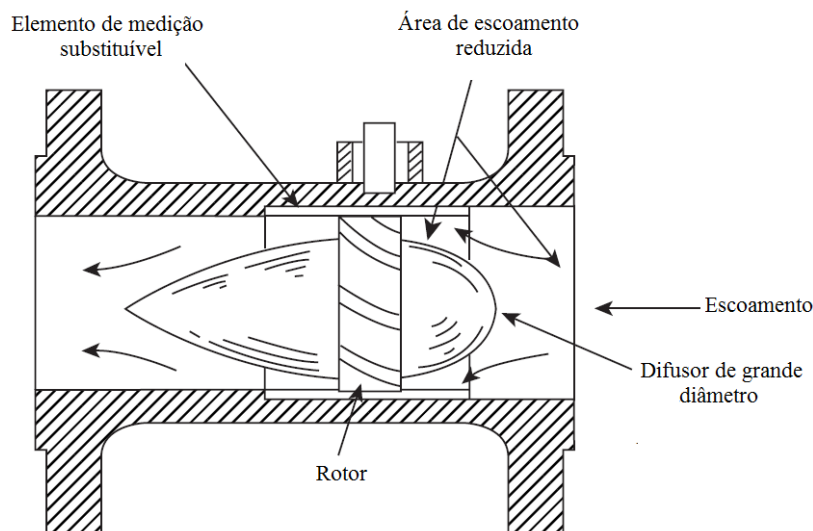


Figura 1.5 – Esquema de contador de turbina (Liptak, 2003).

O contador de turbina é, pois, um medidor cuja exatidão pode ser afetada por uma incorreta instalação, isto é, perturbações a montante como curvas, válvulas ou filtros, podem dar origem a um perfil de velocidade não desenvolvido afetando a rotação e, portanto, o valor medido.

Segundo Liptak (2003) os caudalímetros de turbina para gás apresentam normalmente um coeficiente de perda de carga localizada igual à unidade e uma exatidão de $\pm 1\%$ do valor lido para rangeabilidade de caudais superiores a 20:1.

A EDP Gás instala contadores deste tipo para caudais de 400 a 2500 m³/h (ET431, 2015).

1.3.7 Conversores de volume de gás - PTZ

Todos os postos de rede de clientes industriais possuem pelo menos um conversor de volume de gás (ou como é comum chamar-se um PTZ). A função deste dispositivo é a de efetuar a conversão do volume bruto medido pelo contador para as condições PTN (0°C e 1,01325 bar) em função da pressão e temperatura locais e tendo em consideração o fator de compressibilidade, z , que compensa o desvio da lei dos gases perfeitos (ET440, 2015).

A medição da temperatura e da pressão é feita com recurso a transdutores de temperatura e de pressão absoluta, sendo que a primeira deve ser feita a jusante do contador e a segunda a montante do mesmo (ET206, 2013).

O conversor de volume instalado oferece ainda a possibilidade de se acrescentar mais um transdutor de temperatura ou de pressão.

Na Figura 1.6 mostra-se o tipo de PTZ instalado pela EDP Gás, do modelo miniELCOR e da empresa *elgas*.



Figura 1.6 – Conversor de volume PTZ.

O conversor de volume é ainda responsável por armazenar e transmitir os dados recolhidos. Para isso, os conversores têm de efetuar (hora a hora normalmente) registos e arquivos locais de valores médios recolhidos de 15 em 15 segundos com informações relevantes para a contagem (como o caudal total corrigido e o não corrigido, pressão e temperatura média, entre outros) que poderão ser acedidos localmente ou através de um sistema de supervisão e aquisição de dados, ou abreviadamente SCADA (proveniente do seu nome em inglês - Supervisory Control and Data Acquisition).

Este dispositivo é ainda capaz de emitir alarmes no caso dos valores medidos ou calculados estarem fora da gama de valores especificada, ou se qualquer sinal elétrico está fora da gama de entradas da calculadora (detetando possíveis avarias dos sensores), entre outros (ET440, 2015).

2 Escoamento compressível e estacionário no interior de condutas

Neste capítulo será apresentada a dedução da equação geral do escoamento que está na génese das equações de escoamento utilizadas para o projeto de redes de gás. Serão ainda comparadas entre si as várias equações de escoamento obtidas para além de discutir a sua aplicabilidade consoante o regime de escoamento. Será ainda abordado o método para determinar as perdas de carga (em linha e localizadas) inevitáveis aquando da existência de escoamento no interior de condutas.

2.1 Equação geral do escoamento - Regime estacionário

Considere-se uma conduta que transporta um fluido compressível (Ex: gás natural) entre os pontos 1 e 2 em regime permanente como se observa na Figura 2.1 onde ρ representa a massa volúmica do gás, P a pressão estática do mesmo, A a área da secção transversal da conduta e u a velocidade média do gás na mesma secção transversal. Aplicando-se um balanço de conservação da quantidade de movimento a um segmento da conduta é então possível deduzir-se a equação de conservação de energia.

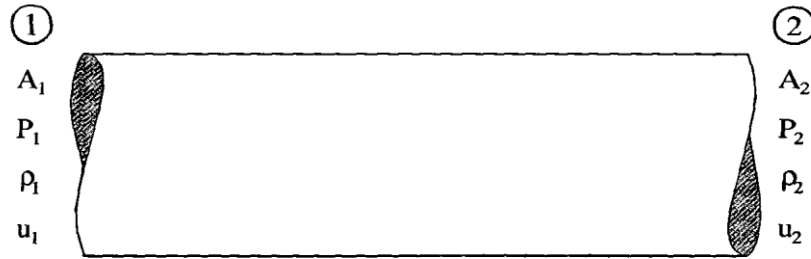


Figura 2.1 – Escoamento compressível e estacionário de um fluido num segmento de uma conduta (Mohitpour *et al.*, 2003).

Como se sabe, em regime estacionário, as propriedades do fluido embora possam variar no espaço (ao longo da conduta) não variam no tempo. Pela equação da conservação da massa sabe-se que, neste caso, a massa do fluido, m , dentro da tubagem é constante ($dm/dt = 0$), logo o caudal mássico, \dot{m} , que percorre a conduta é constante, isto é:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 \leftrightarrow \rho_1 \cdot A_1 \cdot u_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot u_2 \quad (2.1)$$

E no caso de o diâmetro da conduta ser constante ($A_1 = A_2 = A$) então

$$\rho_1 \cdot u_1 = \rho_2 \cdot u_2 = \rho \cdot u = \frac{\dot{m}}{A} = C \quad (2.2)$$

sendo C , neste caso, uma constante (Mohitpour *et al.*, 2003).

Na Figura 2.2 representam-se as forças que atuam num volume de controlo (a sombreado) situado dentro de uma conduta. Foram consideradas forças gravíticas, de pressão e de atrito,

no entanto, para o balanço de quantidade de movimento apenas interessam as componentes das forças na direção do movimento (neste caso, segundo o eixo da conduta).

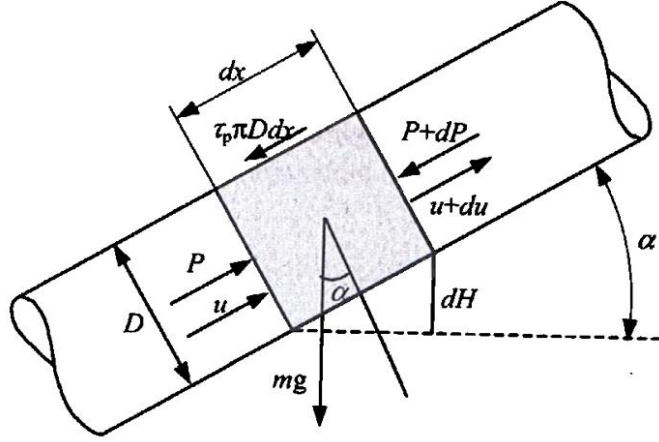


Figura 2.2 – Representação das forças que atuam num volume de controlo de comprimento dx e que abrange toda a secção da conduta (Coelho e Pinho, 2003/2004).

Pela equação de conservação de quantidade de movimento, em regime permanente, o somatório das forças que atuam no referido volume de controlo, $\sum dF$, pode ser calculado por:

$$\sum dF = \dot{m}(u_{sai} - u_{entra}) = \rho \cdot u \cdot A \cdot (u + du - u) = \rho \cdot u \cdot A \cdot du \quad (2.3)$$

A equação anterior é obtida admitindo-se que a velocidade é uniforme em cada uma das secções (entrada e saída do volume de controlo), o que não é inteiramente verdade sendo que esta varia com a aproximação à parede da conduta. Para os mais perfeccionistas o correto seria atender à variação da velocidade com o raio, $u(r)$, a expressão exata, neste caso específico, seria:

$$\sum dF = \dot{m}(\beta_{sai} \cdot u_{sai} - \beta_{entra} \cdot u_{entra}) \quad (2.4)$$

Sendo β um fator de correção do cálculo da quantidade de movimento e calculado através da equação (2.5) tendo em conta o perfil de velocidades (seja para escoamentos laminares ou para turbulentos) (White, 2011).

$$\rho \int u^2 dA = \beta \cdot \dot{m} \cdot u_{média} \rightarrow \beta = \frac{1}{A} \int \left(\frac{u}{u_{média}} \right)^2 dA \quad (2.5)$$

De acordo com White (2011), em escoamento turbulento, o valor de β varia entre 1,013 e 1,037 sendo que dada a proximidade à unidade a suposição de uma velocidade uniforme à entrada e saída do volume de controlo é perfeitamente aceitável. Para casos de escoamento laminar, o fator β toma um valor superior não devendo, nesses casos, ser negligenciado.

O balanço de conservação da quantidade de movimento, na direção do escoamento, ao volume de controlo dá, pois, origem à seguinte equação:

$$\underbrace{[P A - (P + dP)A]}_{\text{Forças de pressão}} + \underbrace{[-dx A \rho g \sin(\alpha)]}_{\text{Forças gravíticas}} + \underbrace{[-\tau_p \pi D dx]}_{\text{Forças de atrito}} = \rho u A du \quad (2.6)$$

Tendo em conta que $\sin(\alpha) = dH/dx$ e dividindo a equação (2.6) por ρA esta toma a seguinte forma:

$$u du + \frac{dP}{\rho} + g dH + \frac{\tau_p \pi D dx}{\rho A} = 0 \quad (2.7)$$

Onde τ_p representa a tensão de corte na parede da conduta que se relaciona com o coeficiente de atrito de Darcy, f , através da expressão:

$$f = \frac{8 \tau_p}{\rho u^2} \quad (2.8)$$

Antes de se integrar as várias parcelas da equação (2.7) entre dois pontos genéricos, e de modo a facilitar a integração da parcela referente à dissipação viscosa (4ª parcela) já que, como está, teríamos de atender à variação de u^2 com x , recorre-se à relação $\rho u = \dot{m}/A = C$ referida, anteriormente, na equação (2.2). Sendo a conduta cilíndrica, $A = \pi D^2/4$, e multiplicando a equação (2.7) por ρ^2 obtém-se:

$$\rho^2 u du + \rho dP + \rho^2 g dH + f \frac{C^2 dx}{2D} = 0 \quad (2.9)$$

De seguida analisa-se individualmente cada uma das parcelas da equação anterior.

Termo relativo à energia cinética ($\rho^2 u du$)

Sendo $\rho = C/u$, a integração deste termo entre os pontos 1 e 2 pode tomar a seguinte forma:

$$\int_{u_1}^{u_2} \frac{C^2}{u} du = C^2 \ln \left(\frac{u_2}{u_1} \right) \quad (2.10)$$

Termo relativo ao trabalho das forças de pressão (ρdP)

A relação da massa volúmica do gás com a pressão é dada pela lei dos gases reais onde se sabe que $\rho = \frac{PM}{zRT}$. Assim, integrando entre os pontos 1 e 2 obtém-se:

$$\int_{P_1}^{P_2} \rho dP = \int_{P_1}^{P_2} \frac{PM}{zRT} dP = \frac{M}{z_{méd} \bar{R} T_{méd}} \cdot \int_{P_1}^{P_2} P dP = \frac{M}{z_{méd} \bar{R} T_{méd}} \cdot \frac{P_2^2 - P_1^2}{2} \quad (2.11)$$

Como quer o fator de compressibilidade, z , quer a temperatura, T , podem variar do ponto 1 para o ponto 2 é comum usar-se um valor médio para cada uma das variáveis ao longo da conduta. A pressão e a temperatura média de escoamento de um fluido compressível, $P_{méd}$ e $T_{méd}$, são calculadas, segundo Coelho e Pinho (2007), pelas seguintes expressões:

$$P_{méd} = \frac{\int_1^2 P dx}{\int_1^2 dx} = \frac{\int_1^2 P^2 dP}{\int_1^2 P dP} = \frac{2}{3} \left[P_1 + P_2 - \frac{P_1 \cdot P_2}{P_1 + P_2} \right] \quad (2.12)$$

$$T_{méd} = \frac{T_1 + T_2}{2} \quad (2.13)$$

Segundo os mesmos autores, $z_{méd}$ pode ser calculado com recurso aos valores da pressão e temperatura média anteriores através das equações de Hall e Yarborough demonstradas com mais detalhe em Smith (1990).

Termo relativo à energia potencial ($\rho^2 g dH$)

Como não há relação matemática simples entre a variação de altura, H , a pressão e a temperatura, o quociente $\rho^2 = \left(\frac{PM}{zRT} \right)^2$ pode, de acordo com Mohitpour *et al.* (2003), ser retirado para fora do integral na forma de uma razão entre valores médios mantendo-se uma precisão razoável. Assim, o termo referente à energia potencial fica:

$$\int_{H_1}^{H_2} \rho^2 g dH = \int_{H_1}^{H_2} \left(\frac{PM}{zRT} \right)^2 dH = \frac{g P_{méd}^2 M^2}{z_{méd}^2 \bar{R}^2 T_{méd}^2} (H_2 - H_1) \quad (2.14)$$

Termo relativo à energia útil dissipada por atrito viscoso ($f \frac{C^2}{2} \frac{dx}{D}$)

$$\int_{x_1}^{x_2} \frac{f C^2}{2D} dx = f \frac{(x_2 - x_1) C^2}{2D} = f \frac{L C^2}{2D} \quad (2.15)$$

Onde L representa o comprimento total da conduta entre os pontos 1 e 2.

Adicionando então os resultados das integrações anteriores obtém-se então a equação geral do movimento para escoamentos compressíveis dada por:

$$C^2 \ln \left(\frac{u_2}{u_1} \right) + \frac{M}{z_{méd} \bar{R}^2 T_{méd}^2} \cdot \frac{(P_2^2 - P_1^2)}{2} + \frac{g P_{méd}^2 M^2}{z_{méd}^2 \bar{R}^2 T_{méd}^2} (H_2 - H_1) + f \frac{L C^2}{2D} = 0 \quad (2.16)$$

A equação anterior não tem em conta a presença de perdas de carga localizadas resultante de eventuais curvas, válvulas e outros acessórios. No caso de existirem tais perdas os respetivos coeficientes de perdas de carga localizadas devem ser somados ao fator $f \frac{L}{D}$ do termo da energia útil dissipada por atrito viscoso.

Normalmente o termo relativo à energia cinética é insignificante quando comparado com os restantes termos (Coelho e Pinho, 2007), assim, a expressão anterior pode ser simplificada para:

$$\frac{M}{z_{méd} \bar{R}^2 T_{méd}^2} \cdot \frac{(P_2^2 - P_1^2)}{2} + \frac{g P_{méd}^2 M^2}{z_{méd}^2 \bar{R}^2 T_{méd}^2} (H_2 - H_1) + f \frac{L C^2}{2D} = 0 \quad (2.17)$$

Como na prática se trabalha com o caudal volúmico a determinadas condições normais, \dot{Q}_{st} , neste caso a 0°C e $1,01325 \times 10^5$ Pa, e em detrimento da variável C , é conveniente alterar-se o aspeto da equação (2.17) para ficar de acordo com essa realidade. Sabendo que

$$\dot{m} = \rho_{st} \dot{Q}_{st} = \frac{P_{st} M}{z_{st} \bar{R} T_{st}} \dot{Q}_{st} \quad (2.18)$$

e

$$C^2 = \frac{\dot{m}^2}{A^2} = \frac{16 P_{st}^2 M^2 \dot{Q}_{st}^2}{\pi^2 D^4 z_{st}^2 \bar{R}^2 T_{st}^2} \quad (2.19)$$

E atendendo a que a massa molecular do gás, M , se pode exprimir através da sua densidade relativa, d , por intermédio da expressão $M = d \cdot M_{ar}$ então, após substituição da igualdade (2.19) na equação (2.17) e resolvendo em ordem a \dot{Q}_{st} , segundo Coelho e Pinho (2007), obtém-se a seguinte expressão em unidades do sistema internacional.

$$\dot{Q}_{st} = \pi \sqrt{\frac{\bar{R}}{464}} \frac{z_{st} T_{st}}{P_{st}} \left[\frac{(P_1^2 - P_2^2) - \frac{58 d P_{méd}^2 g (H_2 - H_1)}{\bar{R} T_{méd} z_{méd}}}{L d T_{méd} z_{méd}} \right]^{1/2} \frac{D^{2,5}}{\sqrt{f}} \eta \quad (2.20)$$

A equação (2.20) relaciona então, para escoamentos compressíveis, o caudal volúmico às condições normais com a diferença de pressão ao longo da conduta, com a diferença de cotas entre os dois pontos considerados, $H_2 - H_1$, com o diâmetro, D , e comprimento da conduta, L , e ainda com a temperatura e propriedades do fluido. O fator de eficiência, η , é introduzido na equação porque, como consta em Coelho e Pinho (2007), o caudal real é normalmente inferior ao calculado pela equação de escoamento em virtude de atritos extra causados por curvas, acessórios, sujidade e corrosão. Os valores de η encontram-se normalmente entre 0,92 e 0,97 embora em antigos tubos de ferro η possa atingir 0,7 ou mesmo menos.

Para escoamentos considerados como sendo a baixa pressão, pressões relativas inferiores a 50 mbar, a diferença de pressão $P_1^2 - P_2^2$ pode ser simplificada. Atendendo que nestes escoamentos a pressão média na conduta é dada por $P'_{méd} = (P_1 + P_2)/2$ então a diferença de pressão pode tomar a seguinte forma (Coelho e Pinho, 2007):

$$P_1^2 - P_2^2 = (P_1 - P_2) \cdot 2P'_{méd} \quad (2.21)$$

O quociente $1/\sqrt{f}$ denomina-se fator de transmissão e é um parâmetro importante que representa a transmissibilidade do gás numa conduta e é dependente do regime de escoamento.

2.2 Regimes de escoamento

Antes de se apresentarem algumas equações destinadas a calcular fatores de transmissão é conveniente referir os regimes de escoamento que normalmente ocorrem no transporte de gás em gasodutos.

Normalmente, em linhas de transmissão de gás a pressões elevadas e com caudais moderados ou elevados, observa-se um dos dois tipos de escoamento turbulento:

1. Escoamento inteiramente turbulento (escoamento em tubos rugosos);
2. Escoamento parcialmente turbulento (escoamento em tubos hidraulicamente lisos);

O regime de escoamento, laminar ou turbulento, é definido pelo número de Reynolds, Re , que, em função do caudal volumétrico às condições normais, é dado pela seguinte equação:

$$Re = \frac{4 \rho_{st} \dot{Q}_{st}}{\mu \pi D} \quad (2.22)$$

Para números de Reynolds inferiores a 2100 o escoamento é laminar, e quando superior a 2100 o escoamento é suposto ser turbulento e neste caso poderá ser caracterizado com sendo parcial ou totalmente turbulento. Entre estes dois regimes existe ainda um terceiro que faz a transição entre os dois anteriores, no entanto, a maioria das correlações existentes para o cálculo do fator de transmissão não o considera.

2.2.1 Regime de escoamento laminar

Embora a esmagadora maioria dos escoamentos de gás em condutas sejam turbulentos apresenta-se as expressões de cálculo do coeficiente de atrito laminar por uma questão de complementaridade.

Segundo White (2011), em escoamento laminar completamente desenvolvido numa secção circular, o coeficiente de atrito de Darcy, f , é independente da rugosidade do tubo e é dado pela expressão:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.23)$$

Para uma região em desenvolvimento hidrodinâmico, ou seja, para comprimentos inferiores ao comprimento de entrada, o coeficiente de atrito de Darcy aparente, $f_{aparente}$, pode ser calculado através da expressão (Coelho e Pinho, 2007):

$$f_{aparente} \cdot Re = \frac{13,76}{(x^+)^{0,5}} + \frac{5/(4x^+)+64-13,76/(x^+)^{0,5}}{1+0,0021(x^+)^{-2}} \quad (2.24)$$

Onde o comprimento adimensional x^+ é dado por $x^+ = \frac{x}{D \cdot Re}$ sendo que x é o comprimento da região em desenvolvimento hidrodinâmico medido desde a entrada e D o diâmetro interno da conduta.

2.2.2 Regimes de escoamento parcial e totalmente turbulento

No escoamento parcialmente turbulento a espessura da subcamada laminar é superior à rugosidade absoluta da parede do tubo, coexistindo então uma subcamada laminar que cobre a superfície interior do tubo e uma região turbulenta fora da referida subcamada. Para todos os efeitos é como se tratasse de um escoamento turbulento numa conduta lisa (daí o nome de superfície hidraulicamente lisa). Assim, a perda de carga é neste caso independente da rugosidade do tubo (Coelho e Pinho, 2007).

O coeficiente de atrito neste (sub)regime, e para gás natural, é usualmente calculado através da equação semi-empírica de Prantl-Von Kármán:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{2,825}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (2.25)$$

À medida que o número de Reynolds aumenta a espessura da subcamada laminar diminui e a rugosidade, ε , torna-se num fator preponderante, acabando esta por romper a referida subcamada. Após um breve regime de transição o coeficiente de atrito fica independente de Re (Munson *et al.*, 2012), ou seja, está-se na presença do (sub)regime totalmente turbulento. O fator de transmissão para o escoamento totalmente turbulento é dado pela equação de Nikuradse, (Coelho e Pinho, 2007),

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} \right) \quad (2.26)$$

De acordo com Smith (1990), a equação para escoamentos hidraulicamente lisos, equação (2.25), é aplicável até o efeito da subcamada laminar ser substituído pelo efeito da rugosidade do tubo, daí em diante é válida a equação (2.26) aplicável a escoamentos em tubos rugosos.

Muitos investigadores adotam a equação de Colebrook-White, utilizando a constante 2,825 em vez da usual 2,51, para a região de transição entre os escoamentos turbulentos hidraulicamente liso e hidraulicamente rugoso, equação esta que tem a seguinte forma:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,825}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (2.27)$$

No entanto, o mesmo autor (Smith, 1990), refere que dados experimentais para tubos comerciais não seguem esta equação de Colebrook modificada, uma vez que a transição entre o escoamento parcial e o totalmente turbulento ocorre de forma abrupta como se observa na Figura 2.3. Assim o autor conclui que as equações (2.25) e (2.26) são preferíveis e devem ser usadas em vez da equação (2.27).

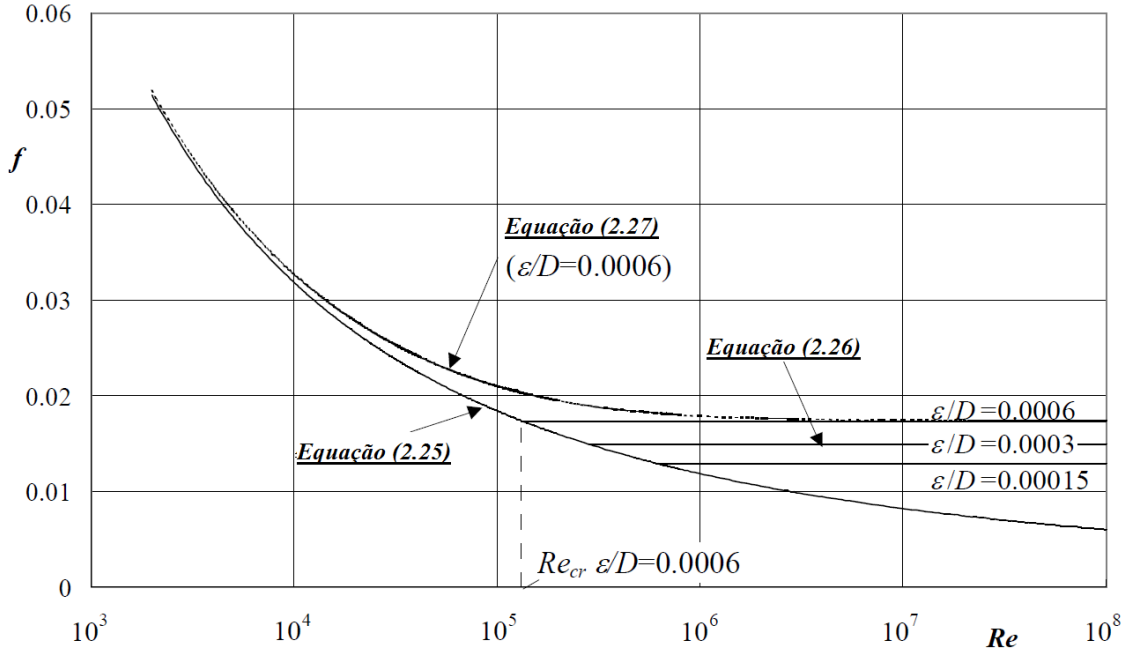


Figura 2.3 – Efeito da rugosidade relativa, na mudança do regime de escoamento hidraulicamente liso para o regime de escoamento hidraulicamente rugoso. Adaptado de Coelho e Pinho (2007).

Como se pode ver na figura anterior, o número de Reynolds ao qual se dá esta mudança de regime de escoamento depende obviamente da rugosidade relativa, ε/D , ou seja, quanto mais pequena for esta última, mais tarde, isto é, a maiores números de Reynolds, ocorre a referida mudança de regime.

Designando por número de Reynolds crítico, Re_{cr} , o número de Reynolds ao qual se dá a mudança abrupta do regime de escoamento hidraulicamente liso para o regime de escoamento hidraulicamente rugoso, a relação entre Re_{cr} e a rugosidade relativa, ε/D , é dada pela seguinte equação:

$$Re_{cr} = 35,235 \cdot (\varepsilon/D)^{-1,1039} \quad (2.28)$$

O uso desta equação é então crucial para a seleção da equação adequada ao regime de escoamento atual.

2.2.3 Regime de escoamento mais frequente na prática

Na prática, a velocidade nas condutas está limitada a um valor máximo, por questões de redução da erosão e em alguns casos de ruído, é de esperar, consequentemente, que o número de Reynolds também fique limitado a um dado valor. É, pois, interessante comparar este valor limite com o número de Reynolds crítico, Re_{cr} , delimitador dos dois regimes de escoamento.

Na Tabela 2.1 apresentam-se os valores de Reynolds limite, Re_{limite} , e Reynolds crítico, Re_{cr} , este último calculado para duas rugosidades limite, para vários diâmetros. As condições de escoamento utilizadas foram as seguintes: pressão (P) 5 at, o que dá origem a um valor máximo do número de Reynolds limite para as redes de distribuição de gás; densidade do gás natural a PTN (d) 0,65; temperatura (T) 15°C; velocidade (u) 10 m/s; viscosidade dinâmica (μ) $1,0758 \times 10^{-5}$ Pa.s; rugosidade 0,0191 mm, limite inferior da rugosidade para alguns tubos de aço e um bom valor de referência para todos os tubos de cobre e polietileno, e rugosidade de 0,046 mm valor comum para tubagens de aço comercial (Coelho e Pinho, 2007).

Tabela 2.1 – Comparação entre Re_{cr} e Re_{limite} (Coelho e Pinho, 2007).

Diâmetro	Re_{limite}	Re_{cr} ($\varepsilon = 0,0191 \text{ mm}$)	Re_{cr} ($\varepsilon = 0,046 \text{ mm}$)
1/2"	45480	46029	18813
3/4"	68221	72014	26818
1"	90961	98932	42575
2"	181922	212640	87089
4"	363844	457037	183586
6"	545765	715054	284565
8"	727687	982333	380583
10"	909609	1256717	489533

Como se pode reparar, para o caso de $\varepsilon = 0,0191 \text{ mm}$, o número de Reynolds limite é sempre inferior ao número de Reynolds crítico o que significa que nas redes de distribuição e de utilização o sub-regime de escoamento turbulento presente é o parcialmente turbulento, ou seja o regime de escoamento hidraulicamente liso. O regime de escoamento totalmente turbulento deverá, pois, ocorrer principalmente nos gasodutos de 1º e 2º escalão, onde as pressões são mais elevadas o que acarreta, para a mesma velocidade máxima, um aumento da massa volúmica e consequentemente do número de Reynolds.

No entanto, o caso anterior muda consideravelmente se for admitida uma rugosidade de 0,045 mm, valor usualmente utilizado em tubos de aço comercial (Munson *et al.*, 2012), ou se a velocidade for muito superior a 10 m/s. Neste caso já é possível existir o regime totalmente turbulento em qualquer diâmetro de tubo. Em suma, apenas os tubos de cobre e polietileno permitem a existência exclusiva do regime parcialmente turbulento (Coelho e Pinho, 2007).

2.3 Perdas de carga localizadas

A maioria das redes de gás são muito mais do que apenas tubos retos. Componentes adicionais como válvulas, curvas, tês e outros obstáculos provocam perdas de carga que não são contabilizadas nas perdas de carga em linha através do coeficiente de atrito de Darcy. Tais perdas são identificadas como perdas de carga localizadas.

Uma vez que o escoamento de um fluido através de vários tipos de acessórios como válvulas é muito complexo, não é, atualmente, possível realizar-se uma análise teórica para se preverem estas perdas de carga. Assim, as perdas de carga localizadas, para quase todos os componentes, são dadas através do coeficiente de perdas de carga localizadas, K , sendo este baseado em dados experimentais. O coeficiente de perdas de carga localizadas define-se pela seguinte equação:

$$K = \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u^2} \quad (2.29)$$

Sendo ΔP a queda de pressão ao longo do componente, u a velocidade do escoamento e ρ a massa volúmica.

O valor de K é fortemente dependente da geometria do componente considerado, podendo ainda ser dependente das propriedades do fluido em questão. Em muitas aplicações práticas o número de Reynolds é suficientemente grande para que o escoamento através do componente seja dominado por efeitos de inércia ao invés de efeitos viscosos. Isto é verdade devido às relativamente grandes acelerações e desacelerações que o fluido sofre ao passar num troço

curvo ou de secção variável. Neste tipo de escoamentos (dominados por efeitos de inércia) é comum que a queda de pressão se correlacione diretamente com a pressão dinâmica $\left(\frac{1}{2}\rho u^2\right)$. Esta é a razão pela qual, em escoamentos completamente desenvolvidos, o coeficiente de atrito f é independente do número de Reynolds para elevados números de Reynolds. Esta condição é também verdadeira em escoamentos através de componentes de tubagem verificando-se então que na maioria dos casos de interesse prático o valor de K seja apenas dependente da geometria (Munson *et al.*, 2012).

De seguida apresentam-se os valores de K para os componentes que integram normalmente um PRM de uma rede de gás.

2.3.1 Difusores

Em muitos dos postos de regulação e medida, o diâmetro da tubagem varia apresentando, na linha do contador, geralmente, um diâmetro superior. Assim, nesse aumento de diâmetro, observa-se que há uma transformação da energia cinética em trabalho de escoamento.

No caso de um difusor cónico, mostrado na Figura 2.4, o coeficiente de perda de carga localizado é fortemente dependente da razão entre as áreas A_1 e A_2 e do ângulo θ .

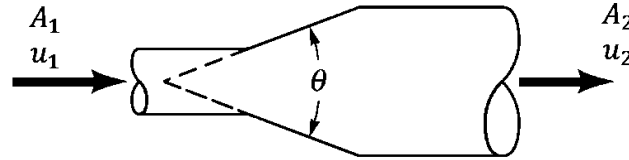


Figura 2.4 – Difusor cónico.

Os valores de K para este tipo de difusores podem ser consultados em Idel'cik (1969) sendo estes dados em função da razão das áreas e do ângulo na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 – Coeficiente de perdas de carga localizadas, K , para difusores (Idel'cik, 1969)

$\frac{A_2}{A_1}$	θ												
	3°	6°	8°	10°	12°	14°	16°	20°	24°	30°	40°	60°	90°
∞	0,03	0,08	0,11	0,15	0,19	0,23	0,27	0,36	0,47	0,65	0,92	1,15	1,10
20		0,07	0,10	0,14	0,16	0,20	0,24	0,32	0,42	0,58	0,83	1,04	0,99
13,3			0,09	0,13		0,19	0,23	0,30	0,40	0,55	0,79	0,99	0,95
10				0,12		0,15	0,18	0,22	0,29	0,38	0,52	0,75	0,93
6,7	0,02	0,06	0,08	0,11	0,14	0,17	0,20	0,26	0,34	0,46	0,67	0,84	0,79
5		0,05	0,07	0,10	0,12	0,15	0,17	0,23	0,30	0,41	0,59	0,74	0,70
4			0,06	0,08	0,10	0,13	0,15	0,20	0,26	0,35	0,47	0,65	0,62
3,3			0,04	0,05	0,07	0,09	0,11	0,13	0,18	0,23	0,31	0,40	0,54
2,5	0,01	0,03	0,04	0,06	0,07	0,08	0,10	0,13	0,17	0,23	0,33	0,41	0,39
2		0,02	0,03	0,04	0,05	0,06	0,07	0,09	0,12	0,16	0,23	0,29	0,28
1,7		0,01	0,02	0,03	0,03	0,04	0,05	0,06	0,08	0,10	0,15	0,18	0,17

Para ângulos θ inferiores a 20° deve-se ainda somar um valor dado pela equação (2.30) que contabiliza a resistência por fricção. Para ângulos superiores a 20° este pode ser desprezado.

$$K_f = \frac{f}{8 \sin\left(\frac{\theta}{2}\right)} \left[1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 \right] \quad (2.30)$$

O coeficiente de perdas de carga localizadas K no caso dos difusores é relativo à pressão dinâmica à entrada do difusor, isto é, considerando-se a velocidade do ponto 1, Figura 2.4.

2.3.2 Curvas

Um dos acessórios mais importantes em qualquer sistema de tubagens são sem dúvida as curvas. O coeficiente de perdas de carga localizadas neste tipo de acessório depende sobretudo do ângulo da mesma e da razão entre o raio de curvatura, r , e o diâmetro da tubagem, D . As perdas de carga neste tipo de componente devem-se sobretudo à recirculação que ocorre aquando da passagem do fluido, tal como mostra a Figura 2.5.

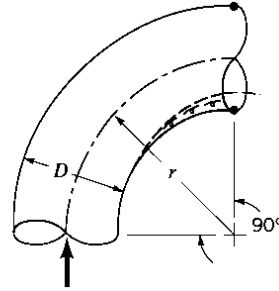


Figura 2.5 – Curva de 90°.

Segundo Idel'cik (1969) o coeficiente de perdas de carga localizadas para uma curva com superfície rugosa e com um ângulo de 90° e uma razão r/D de 1,5 terá o valor de 0,31 obtido através da seguinte equação:

$$K = C_{Re} \cdot C_{\varepsilon} \cdot (A_1 \cdot B_1) + 0,00035 \cdot \frac{r}{D} \cdot \theta \quad (2.31)$$

C_{Re} e C_{ε} são constantes função da rugosidade da parede. Para uma rugosidade relativa de $\frac{\varepsilon}{D} = 0,001$ estas constantes tomam o valor de 1,28 e 1,2, aproximadamente. A_1 e B_1 são constantes obtidas em função do ângulo de curvatura, θ , e da razão do raio de curvatura pelo diâmetro, r/D . Para $\theta = 90^\circ$ e $\frac{r}{D} = 1,5$, $A_1 = 1$ e $B_1 = 0,17$.

2.3.3 Tês

Nos sistemas de redes mais complexos existem muitas vezes separação e reunião de diversos caudais, tal é realizado com recurso a tês. O coeficiente de perdas de carga localizadas para este tipo de acessório é dado relativamente à pressão dinâmica do ramo principal (de caudal total) e difere do troço consoante seja ele em linha ou em ramal como mostra a Figura 2.6.

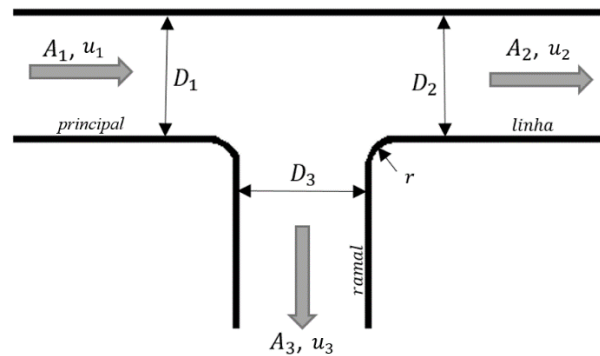


Figura 2.6 – Tê com separação do caudal.

O coeficiente de perdas de carga localizadas é dado em Idel'cik (1969) tanto para o caso de separação de caudais como para o caso da reunião de caudais (caso contrário do representado). Segundo o mesmo autor, o coeficiente de perdas de carga localizadas é sobretudo dependente da razão entre a área da secção do ramal e a área da secção do troço principal (troço com o caudal total) e da repartição do caudal entre o troço em linha e o troço em ramal.

Na Tabela 2.3 representa-se para os casos de reunião e separação de caudal e em função da repartição de caudal, e para áreas iguais em todos os troços, o coeficiente de perdas de carga localizadas, K .

Tabela 2.3 – Coeficiente de perdas de carga localizadas, K , para tês (Idel'cik, 1969)

$\frac{Q_{ramal}}{Q_{total}}$	Reunião		Separação	
	Ramal	Linha	Ramal	Linha
0,1	-0,64	0,08	0,85	0,01
0,3	-0,15	0,21	0,74	0,04
0,6	0,31	0,25	0,69	0,15
1	0,71	0,17	0,91	0,4

No caso da reunião de caudais, e para o troço de menor velocidade, é possível que o coeficiente de perdas de carga localizadas apresente um valor negativo. Tal é explicado pelo facto de, aquando a mistura, parte da energia do troço de maior velocidade irá provocar um aumento da energia no troço de menor velocidade (Idel'cik, 1969).

2.3.4 Válvulas

As válvulas são usadas especialmente para isolar determinadas secções de uma rede de tubagens. No caso de uma válvula de borboleta (muito comuns) esta consiste num disco cuja orientação pode ser regulada de modo a controlar-se a área de passagem do fluido tal como mostra a Figura 2.7.

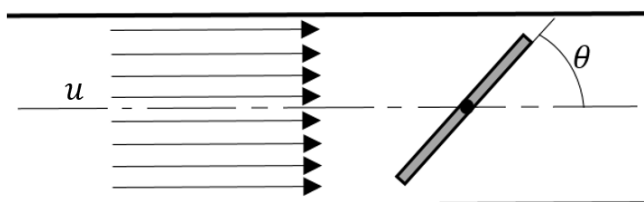


Figura 2.7 – Válvula de borboleta.

O coeficiente de perdas de carga localizadas para válvulas de borboleta pode ser consultado em Idel'cik (1969) em função do ângulo de abertura da válvula, θ , como mostra a Tabela 2.4 (válvula fechada quando $\theta = 90^\circ$).

Tabela 2.4 – Coeficiente de perdas de carga localizadas, K , para uma válvula de borboleta (Idel'cik, 1969)

θ	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	40°	50°	60°	65°	70°	90°
K	0,16	0,24	0,52	0,90	1,54	2,51	3,91	10,8	32,6	118	256	751	∞

3 Análise hidrodinâmica a um posto de regulação e medida

No presente capítulo procurar-se-á reproduzir o percurso percorrido pelo fluido num posto de regulação e medida e analisá-lo hidrodinamicamente. Com isto pretende-se saber o efeito nos valores de pressão ao longo da tubagem provocados por diferentes caudais, existência (ou não) de caudal de bypass, entre outros.

Para este estudo considerar-se-á o PRM padrão, com uma linha de contador e uma linha de bypass. Uma vez que as linhas de regulação não funcionam em simultâneo, para este estudo, apenas se vai considerar uma delas (a de menor perda de carga), desprezando-se o tê de reunião uma vez que o caudal proveniente do ramal é nulo, assim, a diferença de uma para a outra é apenas ao nível das perdas de carga localizadas. Na Figura 3.1 mostra-se um esquema simplificado do PRM considerado, baseado no exemplo da Figura 1.2.

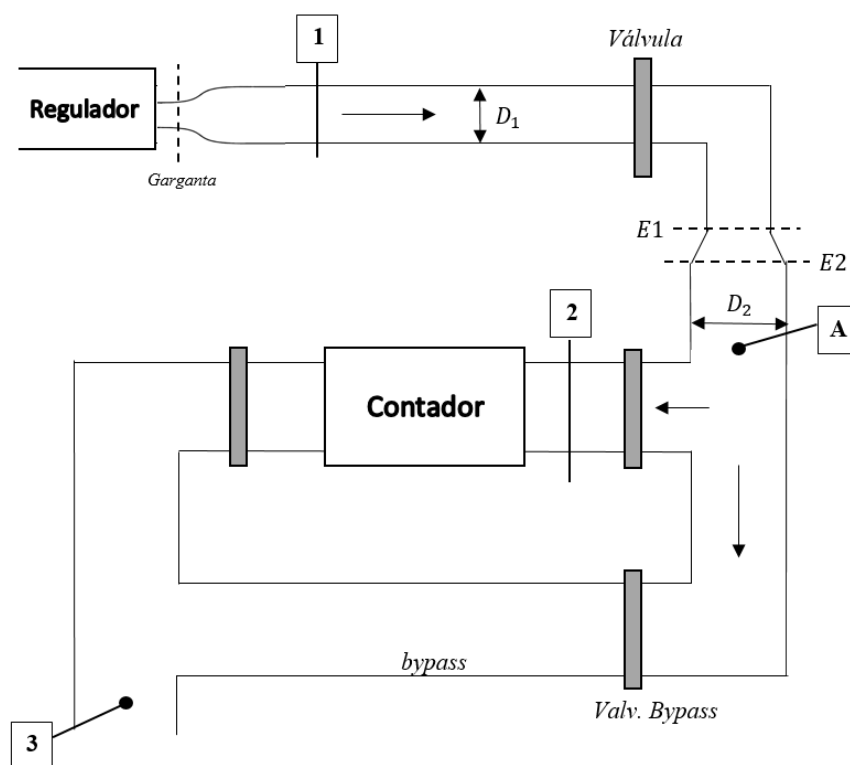


Figura 3.1 - Esquema simplificado de PRM.

Para a simulação do escoamento de gás natural no PRM ir-se-á recorrer ao programa *Engineering Equation Solver (EES)* que é uma poderosa ferramenta capaz de resolver várias equações não lineares, realizar análises de incerteza, expressar resultados de forma gráfica, etc. Este programa oferece ainda uma base de dados com inúmeras propriedades termodinâmicas para vários fluidos.

3.1 Implementação da equação de energia para escoamento compressível

Para se implementar a equação de energia de escoamentos compressíveis, equação (2.17) apresentada no Capítulo 2, a um PRM, e uma vez que esta apenas se aplica a troços de área constante, é necessário dividir o PRM em diversos troços de diâmetro constante.

Assim, e servindo-nos da Figura 3.1, destacam-se quatro pontos:

- 1- Ponto a jusante do redutor (valor de pressão mais elevado);
- A- Ponto de separação do caudal entre linha do contador e linha de bypass;
- 2- Ponto a montante do contador (onde são efetuadas as medições de pressão para correção de caudal);
- 3- Ponto de reunião de caudal entre linha do contador e linha de bypass (pressão mais baixa);

Aplicando então as várias equações de energia ao PRM ir-se-á obter um total de 5 incógnitas sendo elas o caudal que passa pela linha do contador, \dot{Q}_I , o caudal que passa pela linha de bypass, \dot{Q}_{II} , a pressão em 1, P_1 , a pressão em A, P_A , e a pressão em 3, P_3 . Isto assumindo-se que se conhece o caudal total da instalação, \dot{Q}_T , a pressão no contador, P_2 , e a posição da válvula de bypass (que em situações normais está sempre fechada). Serão então necessárias um total de 5 equações para se obter um sistema determinado sendo elas:

- Equação de energia entre 1 e A;
- Equação de energia entre A e 2 (linha do contador);
- Equação de energia entre 2 e 3 (linha do contador);
- Equação de energia entre A e 3 (linha de bypass);
- Equação da conservação da massa;

A existência de um aumento diâmetro na tubagem de 1 para A faz com que seja necessário fazer-se uma análise isolada ao difusor. Assim, aplicando a equação da conservação de energia ao difusor, sabe-se que:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_{ent} \left(h_{ent} + \frac{u_{ent}^2}{2} + g z_{ent} \right) - \sum \dot{m}_{sai} \left(h_{sai} + \frac{u_{sai}^2}{2} + g z_{sai} \right) \quad (3.1)$$

No caso de um difusor o fluxo de calor entre o fluido e a parede é praticamente insignificante fruto da velocidade a que o fluido atravessa o difusor ($\dot{Q} = 0 \text{ kW}$), o trabalho é, também ele, nulo uma vez que os difusores são dispositivos rígidos de volume constante ($\dot{W} = 0 \text{ kW}$) e os termos da energia potencial podem ser desprezados, ainda para mais para fluidos gasosos, uma vez que as diferenças de cota são geralmente pequenas. Assim a equação (3.1) fica:

$$h_{ent} + \frac{u_{ent}^2}{2} = h_{sai} + \frac{u_{sai}^2}{2} \quad (3.2)$$

Sendo h_{ent} e h_{sai} a entalpia do fluido à entrada e à saída do difusor e u_{ent} e u_{sai} a velocidade do mesmo fluido à entrada e à saída do difusor. Sabendo que $h = U + Pv$ e $\rho = 1/v$, sendo U a energia interna, então a equação (3.2) pode ser reescrita da seguinte forma:

$$\frac{P_{ent}}{\rho_{ent}} + U_{ent} + \frac{u_{ent}^2}{2} = \frac{P_{sai}}{\rho_{sai}} + U_{sai} + \frac{u_{sai}^2}{2} \quad (3.3)$$

Reorganizando a equação e multiplicando pela massa volúmica ambos os termos, considerando que esta última se mantém constante, tem-se que:

$$P_{ent} + \rho \cdot \frac{u_{ent}^2}{2} = P_{sai} + \rho \cdot \frac{u_{sai}^2}{2} + \rho \cdot (U_{sai} - U_{ent}) \quad (3.4)$$

A existência de perdas por fricção é responsável pela conversão de energia mecânica em energia térmica provocando um aumento da energia interna do fluido. Pode-se então assumir

que a variação de energia interna ($U_{sai} - U_{ent}$) deve-se à perda de carga localizada num escoamento através de um difusor dada por $K \cdot \frac{u_{ent}^2}{2}$. A equação de energia para um difusor fica então:

$$P_{ent} + \rho \cdot \frac{u_{ent}^2}{2} = P_{sai} + \rho \cdot \frac{u_{sai}^2}{2} + K \cdot \rho \frac{u_{ent}^2}{2} \quad (3.5)$$

A presença do difusor introduz mais duas incógnitas - pressão antes (P_{E1}) e depois (P_{E2}) do aumento de diâmetro – o que obriga à introdução de mais duas equações. Uma delas é a equação (3.5), entre E1 e E2, e a outra resulta da divisão do troço de 1 para A em dois troços com diâmetros diferentes, entre 1 e E1 e entre E2 e A.

O sistema de equações que simula então o escoamento compressível de gás natural num posto de regulação e medida é o seguinte:

Troço 1-E1:

$$\frac{M}{z_{méd} \bar{R}^2 T_{méd}^2} \cdot \frac{(P_{E1}^2 - P_1^2)}{2} + \frac{g P_{méd}^2 M^2}{z_{méd}^2 \bar{R}^2 T_{méd}^2} (H_{E1} - H_1) + \left(f_{1-E1} \frac{L_{1-E1}}{D_1} + \sum K_{1-E1} \right) \frac{C_1^2}{2} = 0 \quad (3.6)$$

Troço E2-A:

$$\frac{M}{z_{méd} \bar{R}^2 T_{méd}^2} \cdot \frac{(P_A^2 - P_{E2}^2)}{2} + \frac{g P_{méd}^2 M^2}{z_{méd}^2 \bar{R}^2 T_{méd}^2} (H_A - H_{E2}) + \left(f_{E2-A} \frac{L_{E2-A}}{D_2} + \sum K_{E2-A} \right) \frac{C_A^2}{2} = 0 \quad (3.7)$$

Troço A-2:

$$\frac{M}{z_{méd} \bar{R}^2 T_{méd}^2} \cdot \frac{(P_2^2 - P_A^2)}{2} + \frac{g P_{méd}^2 M^2}{z_{méd}^2 \bar{R}^2 T_{méd}^2} (H_2 - H_A) + \left(f_{A-2} \frac{L_{A-2}}{D_2} + \sum K_{A-2} \right) \frac{C_2^2}{2} = 0 \quad (3.8)$$

Troço contador:

$$\frac{M}{z_{méd} \bar{R}^2 T_{méd}^2} \cdot \frac{(P_3^2 - P_A^2)}{2} + \frac{g P_{méd}^2 M^2}{z_{méd}^2 \bar{R}^2 T_{méd}^2} (H_3 - H_A) + \left(f_{cont.} \frac{L_{cont.}}{D_2} + \sum K_{cont.} \right) \frac{C_2^2}{2} = 0 \quad (3.9)$$

Troço de bypass:

$$\frac{M}{z_{méd} \bar{R}^2 T_{méd}^2} \cdot \frac{(P_3^2 - P_A^2)}{2} + \frac{g P_{méd}^2 M^2}{z_{méd}^2 \bar{R}^2 T_{méd}^2} (H_3 - H_A) + \left(f_{bypass} \frac{L_{bypass}}{D_2} + \sum K_{bypass} \right) \frac{C_3^2}{2} = 0 \quad (3.10)$$

Difusor:

$$P_{E1} + \rho_1 \cdot \frac{u_1^2}{2} = P_{E2} + \rho_A \cdot \frac{u_A^2}{2} + K \cdot \rho_1 \frac{u_1^2}{2} \quad (3.11)$$

Conservação da massa:

$$\dot{m}_{total} = \dot{m}_{contador} + \dot{m}_{bypass} \quad (3.12)$$

Com este sistema pretende-se determinar as 7 incógnitas ($P_1, P_{E1}, P_{E2}, P_A, P_3, \dot{Q}_I$ e \dot{Q}_{II}) através das variáveis de entrada conhecidas (\dot{Q}_{total}, P_2 e estado de válvula de bypass). As variáveis $P_{méd}, T_{méd}$ e $z_{méd}$ são calculadas, para cada um dos troços, segundo as equações (2.12) e (2.13) como indicado no Capítulo 2.

O sistema anterior pode ser adaptado à maioria dos postos de regulação e medida, no entanto, e na ausência de um PRM padrão para todos os clientes, os comprimentos de cada um dos troços considerados, L , assim como o coeficiente de perdas de cargas localizadas, K , devem ser definidos de acordo com o caso em questão. Para a análise realizada neste capítulo os

comprimentos e perdas de carga localizadas consideradas são baseados no PRM da Figura 1.2 e são apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Características do PRM simulado na simulação numérica.

Troços	Comprimento da tubagem, L [m]	Perdas de carga localizadas
1-E1	1,8	1 válvula; 1 curva
E2-A	0,2	1 curva;
A-2	0,5	1 curva; 1 T linha; 1 válvula
Linha do contador	1,7	2 T's linha; 2 curvas; 2 válvulas; 1 contador
Linha do Bypass	1,7	2 T's ramal; 1 válvula

Uma vez que para a resolução do sistema de equações se recorreu ao programa *EES*, propriedades do fluido como a massa molecular, M , a massa volúmica ao longo da instalação, ρ , e a viscosidade dinâmica, μ , foram calculadas através da base de dados do programa que no caso da massa volúmica é dependente do valor da pressão dado e da temperatura. Uma vez que o gás natural não consta na base de dados utilizou-se como fluido o metano já que, segundo REN (2010), este constitui cerca de 90% do gás natural.

O mesmo programa oferece uma série de rotinas, com diversas fórmulas já implementadas, para diversos processos como é o caso de escoamentos em tubagens. Assim, através do comprimento, L , do diâmetro da tubagem, D , da rugosidade relativa, ε/D , do caudal mássico, \dot{m} , da pressão, P , e do fluido o programa calcula os valores do coeficiente de atrito de Darcy, f , as perdas de carga em linha atendendo ao desenvolvimento do perfil de velocidade em tubagens curtas, $\Delta P = f \rho \frac{L}{D} \frac{u^2}{2}$, e o número de Reynolds, Re , reduzindo-se assim o esforço de cálculo necessário.

O sistema de equações em causa tem de ser resolvido de forma iterativa uma vez que diversas variáveis dependem da solução final, assim, parâmetros como a massa volúmica (que depende dos valores de pressão) e como os coeficientes de perda de carga localizadas nos tês (que dependem da repartição do caudal) serão alterados a cada iteração até que se atinja a solução final.

Para um PRM com diâmetros D_1 e D_2 iguais a 50 e 80 mm, respetivamente, uma rugosidade ε igual a 0,045 mm (típica do aço comercial), uma diferença de cotas entre a linha de regulação e as restantes de 1 m e para um valor de pressão do contador, P_2 , fixo (1,320 bar por exemplo) verificou-se que a evolução da massa volúmica do fluido ao longo do percurso variou muito pouco tal como se mostra na Figura 3.2 em função do caudal total da instalação, \dot{Q}_T , a 0°C e 1,320 bar.

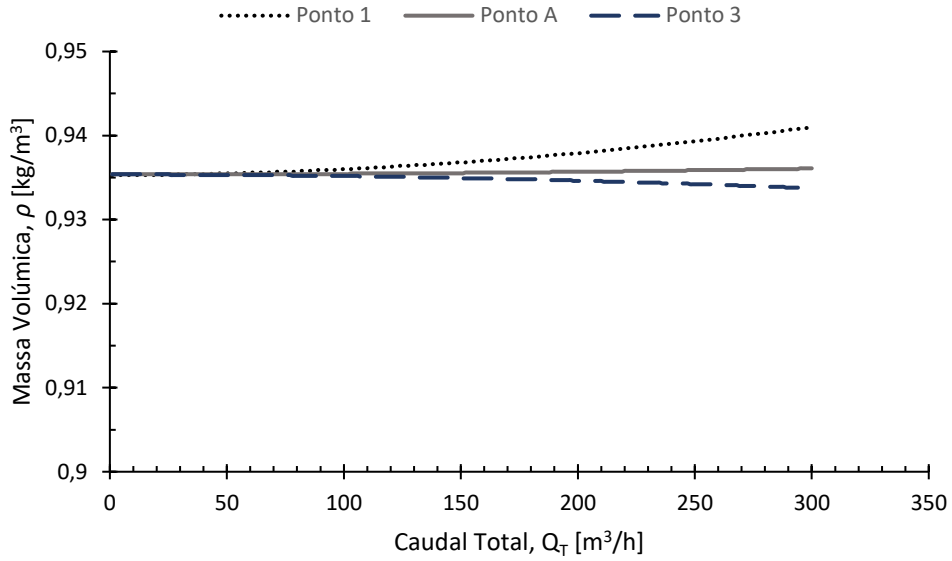


Figura 3.2 – Massa volúmica em vários pontos do PRM para diversos caudais para $P=1,32$ bar e $T=0^\circ\text{C}$.

Assim, é correto assumir que, para as perdas de carga em jogo inerentes aos caudais utilizados o comportamento será idêntico ao de um escoamento incompressível. Por isso, e para verificar tal suposição, repete-se a seguir o mesmo sistema de equações, mas agora considerando-se equações de energia para escoamentos incompressíveis.

3.2 Implementação de equações de energia para escoamento incompressível

Através de uma análise semelhante à realizada anteriormente aquando do estudo separado do difusor na secção 3.1, através da equação (3.1) e considerando um troço onde não existe trocas de calor com a vizinhança nem trabalho proveniente de bombas/compressores obtém-se que:

$$P_1 + \rho \cdot \frac{u_1^2}{2} + \rho g z_1 = P_2 + \rho \cdot \frac{u_2^2}{2} + \rho g z_2 + \Delta P_{perdas} \quad (3.13)$$

O parâmetro ΔP_{perdas} corresponde exatamente à queda de pressão provocada por efeitos viscosos, isto é, ao conjunto das perdas de carga em linha e das eventuais perdas de carga localizadas. O método de cálculo das perdas de carga em linha $\left(f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{u^2}{2}\right)$ e das perdas de carga localizadas $\left(K \cdot \frac{\rho u^2}{2}\right)$ é igual ao já estudado no Capítulo 2.

Uma vez que a equação de energia no caso de um escoamento incompressível não obriga a que a secção da tubagem seja constante não existe a necessidade de se dividir o troço 1-A em dois como o realizado para o caso de escoamento compressível. Assim, o sistema de equações fica:

Troço 1-A:

$$P_1 + \rho_1 \frac{u_1^2}{2} + \rho_1 g z_1 = P_A + \rho_A \frac{u_A^2}{2} + \rho_A g z_A + \left(f_{1-E1} \frac{L_{1-E1}}{D_1} + \sum K_{1-E1}\right) \frac{\rho_1 u_1^2}{2} + \left(f_{E2-A} \frac{L_{E2-A}}{D_2} + \sum K_{E2-A}\right) \frac{\rho_A u_A^2}{2} \quad (3.14)$$

Troço A-2:

$$P_A + \rho_A \cdot \frac{u_A^2}{2} + \rho_A g z_A = P_2 + \rho_2 \cdot \frac{u_2^2}{2} + \rho_2 g z_2 + \left(f_{A-2} \frac{L_{A-2}}{D_2} + \sum K_{A-2}\right) \frac{\rho_A u_A^2}{2} \quad (3.15)$$

Troço A-3 pela linha do contador:

$$P_A + \rho_A \cdot \frac{u_2^2}{2} + \rho_A g z_A = P_3 + \rho_3 \cdot \frac{u_2^2}{2} + \rho_3 g z_3 + \left(f_{\text{cont.}} \frac{L_{\text{cont.}}}{D_2} + \sum K_{\text{cont.}} \right) \frac{\rho_A u_2^2}{2} \quad (3.16)$$

Troço A-3 pela linha de bypass:

$$P_A + \rho_A \cdot \frac{u_3^2}{2} + \rho_A g z_A = P_3 + \rho_3 \cdot \frac{u_3^2}{2} + \rho_3 g z_3 + \left(f_{\text{bypass}} \frac{L_{\text{bypass}}}{D_2} + \sum K_{\text{bypass}} \right) \frac{\rho_A u_3^2}{2} \quad (3.17)$$

Conservação da massa:

$$\dot{m}_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{contador}} + \dot{m}_{\text{bypass}} \quad (3.18)$$

Este sistema apresenta um número de incógnitas inferior ao apresentado anteriormente sendo elas a pressão a jusante do regulador, P_1 , a pressão aquando da separação de caudal, P_A , a pressão à saída do PRM, P_3 , e os caudais volúmicos das linhas do contador e de bypass respetivamente, \dot{Q}_I e \dot{Q}_{II} . Estas últimas relacionam-se com os caudais mássicos, $\dot{m}_{\text{contador}}$ e \dot{m}_{bypass} , e com as velocidades de escoamento, u_2 e u_3 , por intermédio das respetivas áreas e massa volúmica. A existência do aumento de área no troço 1-A obriga, no entanto, a uma separação, já que existe uma alteração da velocidade do escoamento, no cálculo das perdas de carga em linha e localizadas ao longo do troço.

De modo a verificar-se se a suposição anterior, de que para a gama de pressões e caudais utilizados os efeitos da compressibilidade do gás são desprezáveis, realizou-se o estudo da diferença de pressão entre o ponto a jusante do regulador (Ponto 1) e o ponto a montante do contador (Ponto 2) em função do caudal total a circular no PRM, para a situação normal, ou seja, de caudal de bypass nulo, para as duas abordagens.

Resolvendo então ambos os sistemas para o mesmo PRM (características patentes na secção 3.1) conclui-se, como se pode ver na Figura 3.3, que, para os caudais em causa, a diferença de pressão considerada é igual independentemente do sistema de equações utilizado.

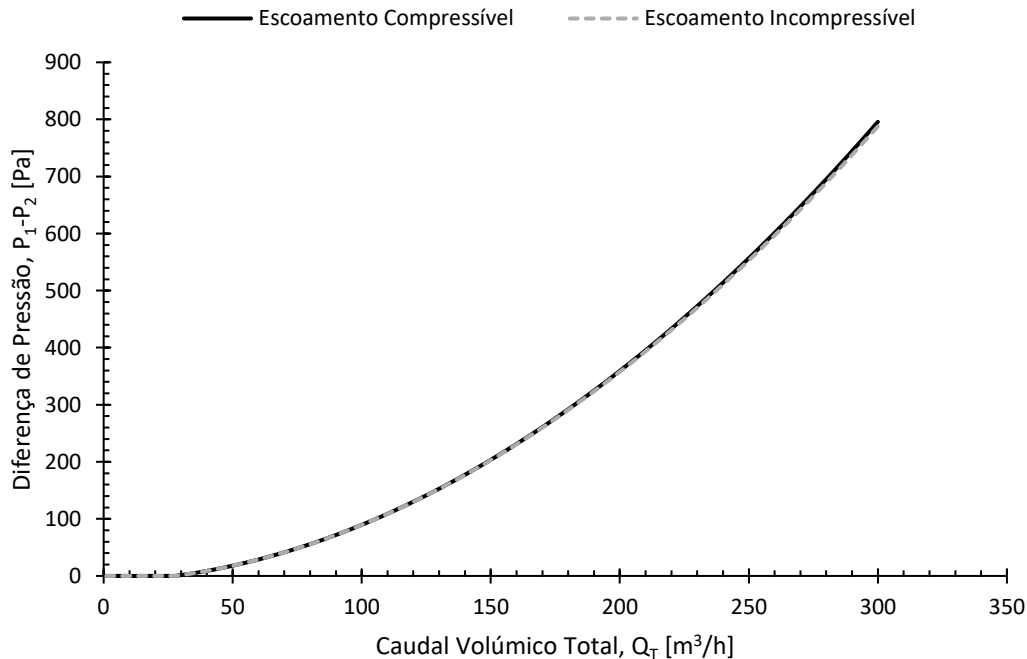


Figura 3.3 – Dependência da diferença de pressão no PRM em função do caudal volúmico, para $P=1,32$ bar e $T=0^\circ\text{C}$, considerando-se escoamento compressível e escoamento incompressível.

Analisando a figura anterior percebe-se a sobreposição das duas curvas para caudais considerados mais pequenos começando-se a notar já um pequeno desvio para caudais mais elevados, de facto, para um caudal de $300 \text{ m}^3/\text{h}$ a diferença entre as duas curvas é de 8 Pa, o que corresponde a um erro relativo de 0,98 %. Na mesma figura observa-se também que para caudais inferiores a $50 \text{ m}^3/\text{h}$ a diferença de pressão é quase nula, a explicação para tal, além dos baixos caudais, está no facto de a diferença de cotas considerada (1 m) facilitar o escoamento, não havendo necessidade de pressões no ponto 1 mais elevadas.

Face a esta semelhança, em futuras análises realizadas neste trabalho optar-se-á, devido à maior simplicidade e menor esforço de cálculo, pela consideração de que se trata de um escoamento incompressível.

3.3 Influência do bypass ao contador nos valores de pressão ao longo do PRM

Embora, como já foi referido anteriormente, a linha de bypass se encontre fechada durante o normal funcionamento de um PRM, existe a possibilidade de, por razões de avaria da válvula de bypass, ou até por adulteração do PRM, existir um caudal de gás na linha de bypass, não sendo, portanto, contabilizado pelo contador instalado no PRM.

No caso da abertura (total ou parcial) da válvula de bypass o caudal total da instalação ir-se-á repartir pelas duas linhas existentes. A repartição do caudal, sendo as duas linhas paralelas, é feita de modo que a queda de pressão seja a mesma em ambas. Uma vez que são troços diferentes, com diferentes obstáculos logo com diferentes perdas de carga localizadas, é de esperar que a repartição de caudal não seja de metade para cada linha mesmo com a válvula de bypass totalmente aberta.

Perdas de carga localizadas como as dos tês e da válvula de bypass são variáveis, como já foi referido no Capítulo 2, conforme a repartição do caudal e da posição da mesma, respetivamente, então, a situação de equilíbrio (igual queda de pressão) é obtida iterativamente realçando-se, novamente, a utilidade do software *Engineering Equation Solver* – *EES* para a resolução do problema.

Teoricamente, como já foi explicado, a diferença de pressão entre dois pontos numa conduta está diretamente relacionada com a quantidade de caudal a circular na mesma conduta. É então de esperar que, mantendo-se o caudal, a diferença de pressão seja também ela constante. No caso de uma diminuição do caudal, o mesmo acontece com a queda de pressão ao longo da conduta.

Utilizando-se o modelo matemático para o PRM apresentado anteriormente é então possível simular o que acontece aos valores de pressão nos diversos pontos considerados (pontos 1, 2, A e 3) em função da abertura/fecho da válvula de bypass. Na Figura 3.4 mostra, para um caudal total fixo e igual a $123,5 \text{ m}^3/\text{h}$ às condições PTN, as quedas de pressão ao longo de cada um dos troços do PRM (troços de 1 até A, de A até 3, de A até 2) e ainda entre o ponto 1 (a jusante do regulador) e o ponto 2 (a montante do contador) em função do ângulo de abertura da válvula de bypass, θ (0° - válvula totalmente aberta; 90° - válvula totalmente fechada).

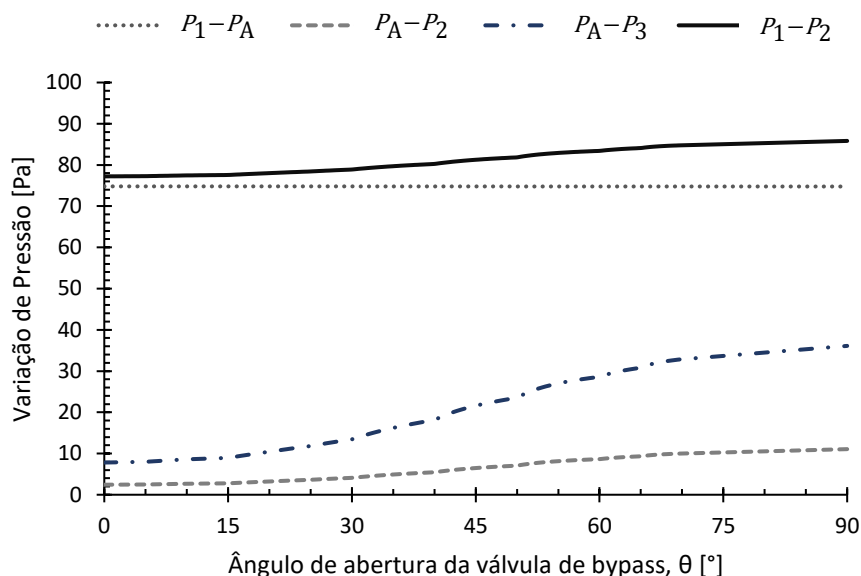


Figura 3.4 – Influência da abertura da válvula de bypass na queda de pressão ao longo do PRM.

Observando a figura anterior é perceptível que no troço de caudal comum, isto é, no troço onde inevitavelmente passa todo o caudal (troço 1 até A), e uma vez que para este estudo o caudal foi mantido constante, não há alterações na variação de pressão entre os dois pontos indicando que a válvula de bypass não influencia as medições de pressão em 1, P_1 , e em A, P_A . Analisando agora a queda de pressão entre os pontos A e 3 repara-se que a abertura da válvula de bypass (diminuindo θ) provoca uma diminuição da queda de pressão entre A e 3 (igual para a linha de bypass e do contador) explicada pelo facto de ser mais fácil o gás escoar por duas linhas em paralelo do que por apenas uma levando a uma menor diferença entre as pressões a montante do bypass, P_A , e a jusante do mesmo, P_3 . O facto de escoar menos caudal pela linha do contador provoca também uma diminuição da queda de pressão entre os pontos A e 2, o que é coerente com o que já foi dito anteriormente.

Para o caso do PRM analisado verifica-se que a maior queda de pressão ocorre no troço de caudal comum, ou seja, entre os pontos 1 e A, tal deve-se sobretudo à maior quantidade de caudal e, portanto, maior velocidade de escoamento, logo, maiores perdas de carga localizadas. Uma vez que este método se baseia na determinação do caudal em circulação através de uma diferença de pressão ao longo do PRM e porque quanto maior for essa diferença de pressão mais fácil é a sua medição, o valor de pressão estática no ponto 1, P_1 , em conjunto com a medição já existente de P_2 (usada na conversão do caudal), permitem obter a diferença de pressão $P_1 - P_2$, sendo esta a queda de pressão mais apropriada para se obter uma boa estimativa do caudal em circulação.

A Figura 3.5 mostra como é afetado, pela abertura da válvula de bypass, a quantidade de caudal contabilizado pelo contador para o caso do PRM considerado. Como os postos de regulação e medida não são todos iguais as diferentes perdas de carga localizadas levam a diferentes repartições de caudal.

O facto de o coeficiente de perdas de carga localizadas da válvula de bypass aumentar exponencialmente à medida que a válvula fecha faz com que, para ângulos θ superiores a 70° , a diferença para o caso da válvula totalmente fechada seja pequena (apenas 5% do caudal é desviado), os elevados valores do coeficiente de perdas de carga localizadas justificam o porquê da evolução da repartição do caudal com a abertura/fecho da válvula de bypass não ser uma evolução contínua.

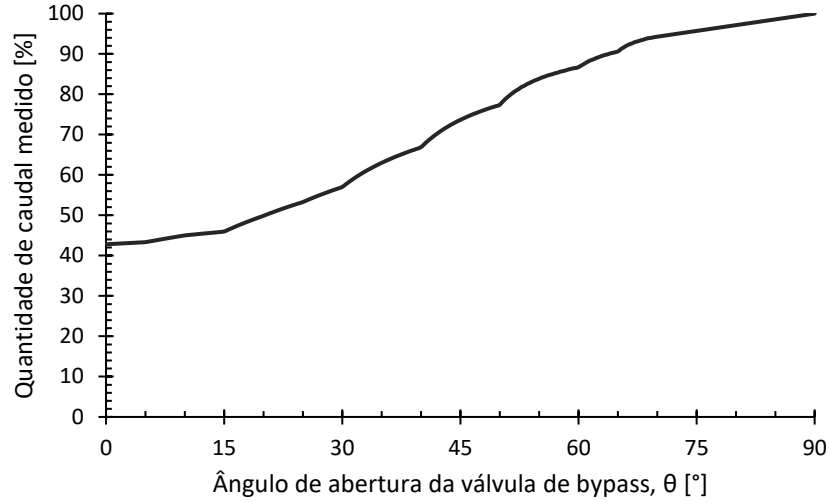


Figura 3.5 – Percentagem de caudal medido em função da abertura da válvula de bypass.

Na realidade, o caudal consumido não é constante por isso é necessário estudar-se previamente a variação de pressão entre dois pontos, como sejam os pontos 1 e 2, em função do caudal medido pelo contador, para que assim se possam estudar os efeitos da abertura da válvula de bypass.

Na Figura 3.6 representa-se em função do caudal medido pelo contador às condições PTN, \dot{Q}_{Ist} , e para diferentes posições da válvula de bypass, a diferença de pressão entre os pontos 1 e 2, $P_1 - P_2$.

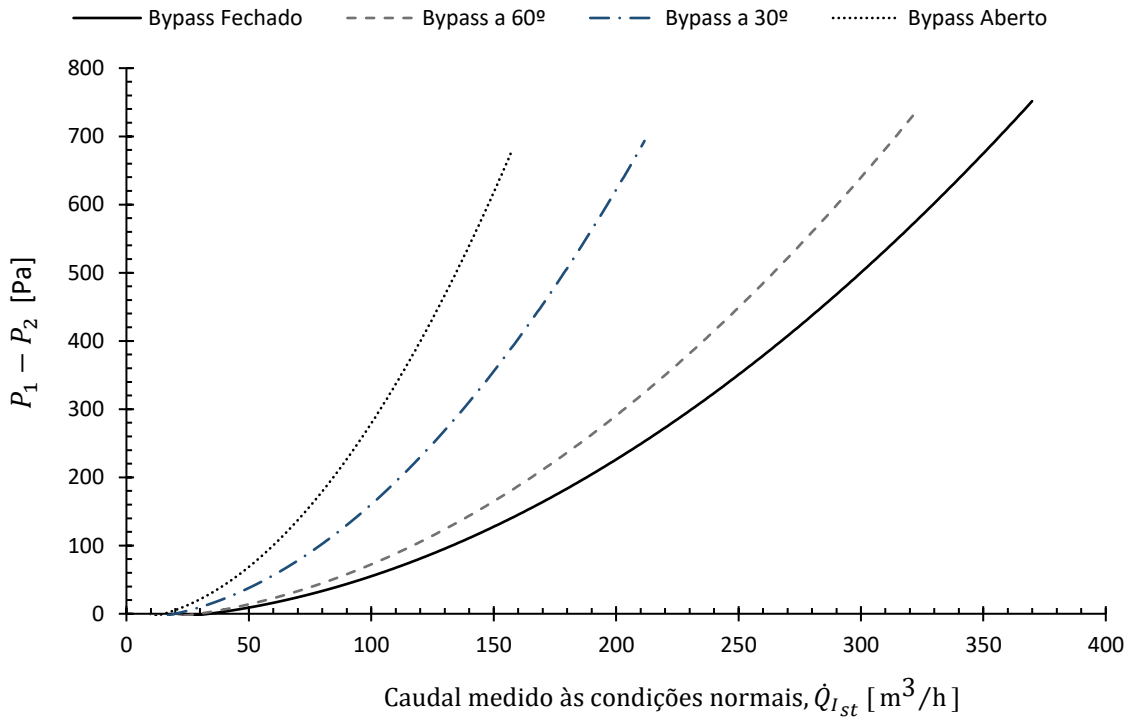


Figura 3.6 – Relação da queda de pressão entre os pontos 1 e 2 com o caudal corrigido medido pelo contador para diferentes posições para a válvula de bypass.

Analisando a figura anterior nota-se que a abertura da válvula de bypass, ou o desvio de uma quantidade de caudal não contabilizada pelo contador, pode ser detetada através da análise dos valores da variação de pressão, $P_1 - P_2$, ao longo do PRM por comparação com a curva obtida para o caso de caudal de bypass nulo. Assim, para o caso onde todo o caudal é

contabilizado pelo contador (situação normal), isto é, quando a linha de bypass está fechada, a diferença de pressão entre os pontos 1 e 2 é mínima para um mesmo caudal medido, tal como mostra a Figura 3.6. Tal é explicado pelo facto de aquando a abertura da válvula de bypass o caudal total passar a ser diferente do caudal medido e, portanto, a diferença de pressão entre os pontos 1 e 2 pressupõe um caudal superior, ou seja, para o mesmo caudal medido pelo contador, a queda de pressão ao longo do PRM será maior quanto maior for o caudal desviado.

Para baixos caudais (menores que 40 m³/h) e para os casos analisados, observa-se que a diferença de pressão analisada apresenta valores ligeiramente negativos, tal deve-se ao efeito da diferença de cotas entre os pontos 1 e 2. O que se verifica é que para baixos caudais, a diferença de cotas assume um papel predominante no que toca à diferença de pressão observada, de facto, na situação de caudal nulo, a pressão em 2 será superior à pressão em 1 e só com o aumento do caudal é que a pressão 1 irá ultrapassar a pressão 2 diminuindo assim a influência da diferença de cotas.

A capacidade de detetar eventuais desvios de caudal ou avarias no contador através da medição de uma diferença de pressão não está exclusivamente dependente da implementação do PRM em causa num modelo numérico. Uma vez que os PRM diferem uns dos outros, a maneira mais expedita de se aplicar este método seria através de experimentação, isto é, realizando-se medições de pressão durante um certo período de tempo onde se garanta o correto funcionamento do PRM de modo a obter-se a curva padrão da diferença de pressão em função do caudal medido para o PRM em questão. Posteriormente, qualquer desvio dessa mesma curva é razão para ser investigado.

Na Tabela 3.2 apresentam-se os valores da diferença de pressão expectáveis, para o PRM considerado, para diversos valores de caudal medido e para diferentes posições da válvula de bypass.

Tabela 3.2 – Diferença de pressão (Pa) expectável entre os pontos 1 e 2 em função do caudal medido às condições PTN e da posição da válvula de bypass para o PRM da Figura 1.2

Caudal medido, \dot{Q}_{Ist} [m ³ /h]	Ângulo da válvula de bypass, θ [°]				
	0 (Aberto)	30	60	70	90 (Fechado)
50	69	38	14	11	9
150	619	356	165	142	129
250	1666	955	448	389	352
350	3168	1826	864	748	676
450	5082	2955	1399	1214	1097

Através da Tabela 3.2 repara-se que a deteção da abertura da válvula de bypass por intermédio do valor da diferença de pressão é mais fácil quanto maior for o caudal e quanto maior for a abertura da válvula.

Na Tabela 3.3 mostra-se a incerteza mínima na medição nos valores de pressão P_1 e P_2 (assumindo-se que é igual para os dois valores) para que se possa detetar um desvio no caudal de $\pm 10\%$ relativamente à curva de funcionamento normal obtida (bypass fechado).

Para a construção de tal tabela, e para os caudais em questão, calcularam-se os valores da diferença de pressão $P_1 - P_2$ para os extremos do intervalo de confiança ($\dot{Q}_{Ist} \pm 10\%$) e através da diferença do valor de $P_1 - P_2$ do extremo e do valor médio calculou-se a incerteza de $P_1 - P_2$, que será metade dessa diferença de modo a não haver sobreposição dos intervalos de confiança. Ou seja, a incerteza de $P_1 - P_2$, $B_{P_1-P_2}$, é dada por:

$$B_{P_1-P_2}^+ = \pm \left(\frac{|(P_1-P_2)\dot{Q}_{Ist+10\%} - (P_1-P_2)\dot{Q}_{Ist}|}{2} \right) \quad (3.19)$$

$$B_{P_1-P_2}^- = \pm \left(\frac{|(P_1-P_2)\dot{Q}_{Ist-10\%} - (P_1-P_2)\dot{Q}_{Ist}|}{2} \right) \quad (3.20)$$

Conhecida a incerteza de $P_1 - P_2$, $B_{P_1-P_2}$, (a menor obtida pelo cálculo anterior), e através da fórmula de propagação de erros, é possível calcular-se a incerteza da medição de cada um dos valores de pressão (admitindo que é igual para ambos). Assim resulta que:

$$B_{P_1-P_2}^2 = \left(\frac{\partial P_1-P_2}{\partial P_1} \right)^2 B_{P_1}^2 + \left(\frac{\partial P_1-P_2}{\partial P_2} \right)^2 B_{P_2}^2 = 2 B_P^2 \quad (3.21)$$

Tabela 3.3 - Incerteza na medição dos valores de pressão para a deteção de um erro no caudal de $\pm 10\%$

Caudal medido, \dot{Q}_{Ist} [m³/h]	Gama de caudal, $\dot{Q}_{Ist} \pm 10\%$ [m³/h]	$P_1 - P_2$ nos extremos do intervalo [Pa]	$B_{P_1-P_2}$ [Pa]	B_P [Pa]
50	[45,55]	[6, 12]	$\pm 1,5$	± 1
150	[135,165]	[103, 154]	± 13	± 9
250	[225,275]	[285, 422]	± 33	± 24
350	[315,385]	[550, 812]	± 63	± 44
450	[405,495]	[896, 1321]	± 101	± 71

Através da tabela anterior percebe-se que para a deteção de desvios em caudais mais pequenos, a exatidão do transdutor deve ser muito elevada, de facto, se se tratar de um transdutor de pressão absoluta a exatidão deve ser inferior a 0,055% do valor medido (pressões absolutas de 1,3 bar), equação (3.22), para se detetarem variações de 10% de caudal para caudais inferiores a 450 m³/h.

$$Exatidão = \frac{B_P}{\text{Valor medido}} \times 100 = \frac{\pm 71}{130000} \times 100 = \pm 0,055 \% \quad (3.22)$$

Já um manómetro que lesse diretamente a diferença de pressão $P_1 - P_2$, com uma incerteza de 5% do valor lido, por exemplo, conseguia detetar desvios de caudais inferiores a 10% em todos os valores de caudal analisados.

No capítulo 5, a exequibilidade desta metodologia de controlo de um PRM será abordada com um pouco mais de detalhe com recurso a dados experimentais, sendo um diferente PRM analisado e comparado com os dados recolhidos ao longo de um período de 2 meses e meio.

4 Métodos alternativos para a deteção de anomalias na medição de caudal

Para além do método referido no capítulo anterior, secção 3.3, para controlar o desempenho de um PRM, ir-se-á no presente capítulo apresentar possíveis métodos alternativos ao anterior, procurando-se também discutir as suas vantagens e desvantagens.

Atualmente existem muitas soluções no que diz respeito à medição de caudais volúmicos em sistemas de tubagens, no entanto, uma vez que neste trabalho o fluido em questão é um gás, baixa densidade, a aplicação de tais soluções não é tão simples e exata fruto das menores diferenças de pressão geradas.

Neste capítulo abordar-se-ão maneiras alternativas para a medição do caudal de modo a procurar detetar anomalias no funcionamento do contador, ou do próprio PRM, que podem resultar em valores errados de caudal. Para cada uma das soluções apresentadas serão ainda analisados os prós e contras da sua aplicação num PRM.

4.1 Tubo de Pitot

Um conceito muito útil relacionado com a equação de Bernoulli, equação (4.1), válida para escoamentos de líquidos ou de gases, é a determinação da pressão de estagnação e da pressão dinâmica. Estes valores de pressão surgem da conversão da energia cinética do escoamento de determinado fluido num aumento de pressão à medida que a velocidade do escoamento diminui.

$$P + \frac{1}{2}\rho u^2 + \rho g z = \text{Const.} \quad (4.1)$$

A pressão de estagnação consiste na maior pressão possível de obter (desprezando-se os efeitos da diferença de cotas) ao longo de uma linha de corrente quando o fluido em movimento é obrigado a parar. Esta representa a total conversão da energia cinética do escoamento num aumento de pressão, sendo, portanto, medida num ponto onde a velocidade do escoamento é nula. A pressão dinâmica, dada pela parcela $\frac{1}{2}\rho u^2$, representa a energia cinética por unidade de volume de um dado escoamento.

Se aplicarmos a equação de Bernoulli entre dois pontos (1) e (2) à mesma altura, num escoamento incompressível, e assumindo que a velocidade em (2) é nula, tratando-se este de um ponto de estagnação obtém-se que:

$$P_2 = P_1 + \frac{1}{2}\rho u_1^2 \quad (4.2)$$

Assim, conclui-se que a pressão de estagnação (P_2 no caso considerado) consiste na soma da pressão estática (P_1) e da pressão dinâmica ($\frac{1}{2}\rho u_1^2$).

O conhecimento da pressão estática e da pressão de estagnação em determinado local do escoamento implica o conhecimento da velocidade do escoamento nesse mesmo local. Este princípio é a base para o funcionamento do tubo de Pitot standard.

Como se pode ver na Figura 4.1, o tubo de Pitot standard consiste em dois tubos coaxiais em forma de L possuindo aberturas na ponta e na periferia que permitem a medição da pressão de estagnação e da pressão estática respetivamente.

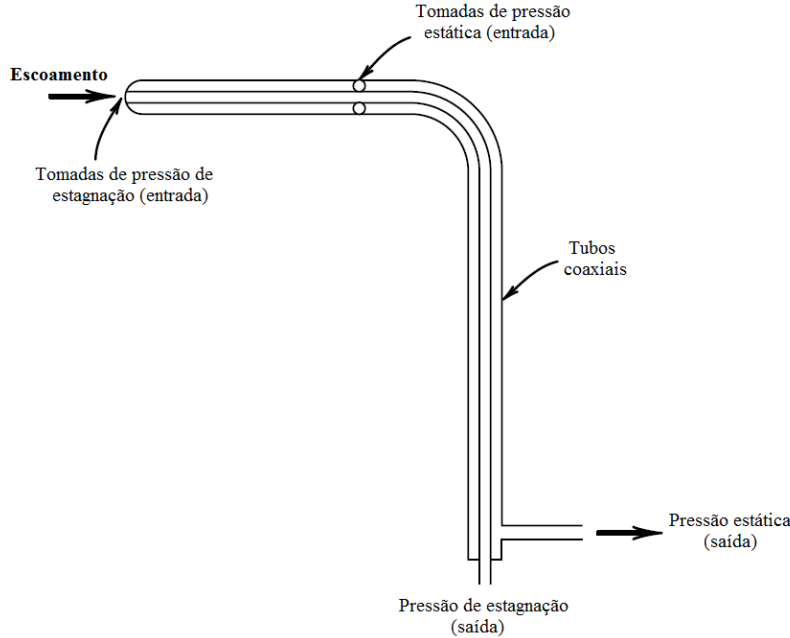


Figura 4.1 – Tubo de Pitot standard (Figliola e Beasley, 2010).

Conhecidas então a pressão estática e a pressão de estagnação, para um escoamento incompressível, a velocidade local do escoamento é dada pela equação:

$$u = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_{estagnação} - P_{estática})}{\rho}} \quad (4.3)$$

O tubo de Pitot é útil em escoamentos quer de líquidos quer de gases, no entanto, no caso de escoamentos de gases os efeitos de compressibilidade próximos da ponta da sonda requerem uma análise mais detalhada da equação governativa da hidrodinâmica inerente ao tubo de Pitot. Segundo Figliola e Beasley (2010), para escoamentos de gás a alta velocidade deve-se aplicar um fator de correção à equação (4.3) tomando esta a seguinte forma:

$$u = \sqrt{\frac{2 \cdot (P_{estagnação} - P_{estática})}{\rho \cdot \left[1 + \frac{Ma^2}{4} + \frac{(2-k)Ma^4}{24} + \dots \right]}} \quad (4.4)$$

Sendo que Ma representa o número de Mach e k a constante isentrópica do gás.

No entanto, como se pode reparar, para números de Mach muito pequenos a equação (4.4) reduz-se à equação (4.3). De facto, e como já foi dito no capítulo 3, os efeitos compressíveis são desprezáveis para o escoamento de gás natural num PRM, não sendo, portanto, necessário aplicar o fator de correção à equação (4.3).

O cálculo do caudal em circulação é realizado recorrendo-se à velocidade média do escoamento, \bar{u} , e à área da secção da tubagem, A , tal que o caudal real (às condições reais) é dado pela seguinte expressão,

$$\dot{Q} = \bar{u} \times A \quad (4.5)$$

É então importante que a medição da pressão de estagnação seja realizada no ponto correspondente à velocidade média do escoamento ou então corrigida tendo em conta o perfil de velocidade do escoamento.

Como já foi dito no capítulo 2, o regime do escoamento de gás natural em redes de distribuição é na maior parte das vezes turbulento. Segundo Munson *et al.* (2012), uma boa correlação para o perfil de velocidades de um escoamento turbulento é a lei de potência empírica dada por:

$$\frac{u(r)}{u_{m\acute{a}x}} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{n}} \quad (4.6)$$

Onde $u_{m\acute{a}x}$ representa a velocidade máxima do escoamento (no eixo da tubagem), r a posição do raio a partir do eixo da tubagem, R o raio da tubagem e n um parâmetro dado função do número de Reynolds.

A relação entre a velocidade média e a velocidade no eixo da tubagem pode ser obtido através da integração da lei de potência tal que:

$$\dot{Q} = \bar{u}A = u_{m\acute{a}x} \int_0^R \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{\frac{1}{n}} dA = 2\pi R^2 u_{m\acute{a}x} \frac{n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad (4.7)$$

E uma vez que para tubagens $A = \pi R^2$ então a velocidade média relaciona-se com a velocidade máxima por intermédio da seguinte equação:

$$\frac{\bar{u}}{u_{m\acute{a}x}} = \frac{2n^2}{(n+1)(2n+1)} \quad (4.8)$$

Segundo Munson *et al.* (2012), um valor de n igual a 7 representa uma aproximação razoável para muitos dos escoamentos práticos, assim, pode-se assumir que $\bar{u} = 0,817 u_{m\acute{a}x}$. A posição a que ocorre a velocidade média no perfil de velocidades pode ainda ser determinada substituindo-se a equação (4.8) na equação (4.6) e resolvendo-se em ordem a r .

A introdução de um tubo de Pitot num PRM é sugerida na zona a montante do contador porque assim consiste numa maneira simples de se medir o caudal de gás que passa no contador esperando-se que seja igual (ou próximo) ao indicado pelo mesmo. Uma das vantagens de se colocar o tubo de Pitot a montante do contador é a frequente existência nesse local de uma tomada de pressão absoluta que mede a pressão estática do escoamento, utilizada para a conversão do caudal de gás para as condições PTN, assim, torna-se desnecessário a utilização de um tubo de Pitot standard uma vez que se torna apenas necessário a medição do valor da pressão de estagnação sendo que para isso basta um tubo de Pitot simples ou uma sonda de impacto. A precisão deste método estaria, no entanto, relacionada com a proximidade das duas tomas de pressão sendo que quanto maior essa distância e devido ao efeito das perdas de carga em linha a pressão dinâmica seria avaliada em excesso.

Na Figura 4.2 mostra-se o esquema do que seria a montagem da sonda de impacto na zona a montante do contador.

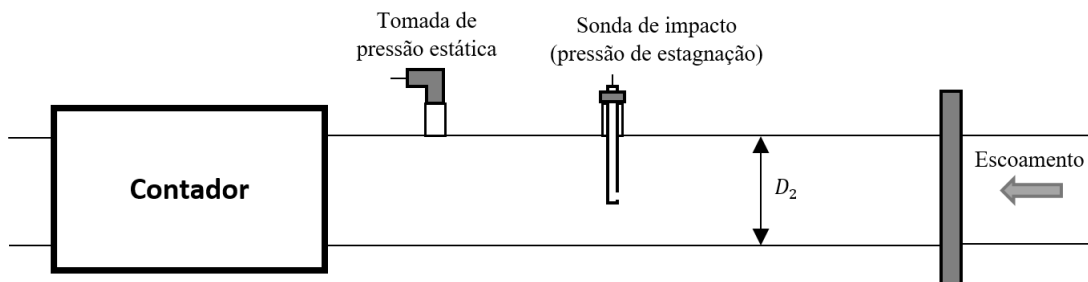


Figura 4.2 – Esquema da medição da pressão estática.

A pressão detetada é transmitida pela sonda de impacto até um transdutor de pressão ou outro equipamento como um manómetro. No caso das sondas de impacto, o alinhamento da mesma com o escoamento deve ser tido em conta já que, para desalinhamentos entre $\pm 7^\circ$ originam erros de 1% do valor de pressão lido (Figliola e Beasley, 2010). Existe, no entanto, a possibilidade de rodar a sonda até que se atinja um valor máximo do sinal medido, condição esta que indica que a sonda está alinhada com o escoamento. Outro cuidado a ter em conta é o tamanho da sonda a utilizar de modo a que a colocação da sonda não provoque um aumento de velocidade na vizinhança da medição, aumento esse que pode afetar o funcionamento do contador de turbina. Assim, a sonda de impacto deve ser fisicamente pequena, isto é, a área frontal da sonda não deve ultrapassar os 5% da área do tubo (Figliola e Beasley, 2010).

Uma das desvantagens da utilização de tubos de Pitot na medição de velocidade de escoamentos de gases são as baixas diferenças de pressão detetadas para baixas velocidades fruto da pequena massa volúmica dos gases. Na Figura 4.3 mostra-se os valores de pressão dinâmica esperados em função do caudal volúmico real para um diâmetro da tubagem, D_2 , de 80 mm e uma massa volúmica, ρ , igual a $0,94 \text{ kg/m}^3$ característica do gás natural para uma pressão absoluta de 1,3 bar e uma temperatura de 0°C .

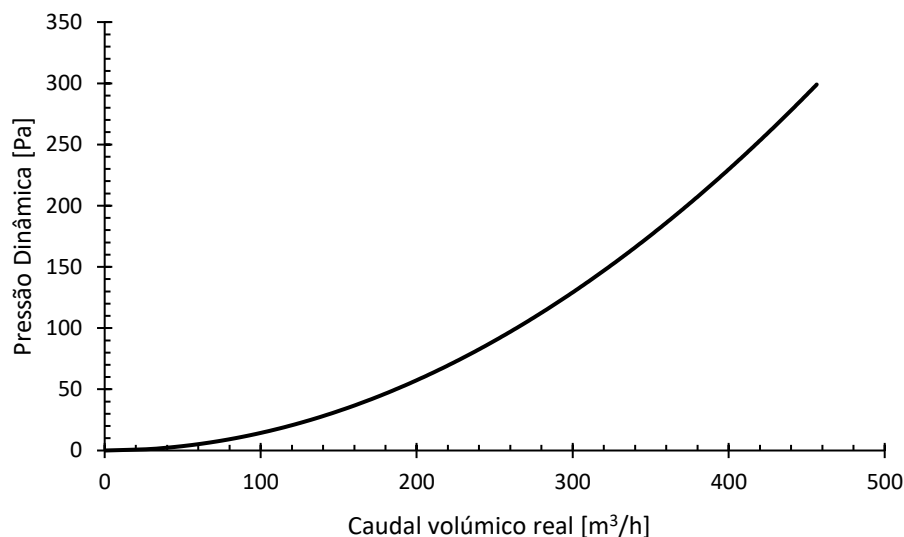


Figura 4.3 – Relação entre pressão dinâmica e caudal volúmico real do escoamento.

Para tubos de Pitot normalmente usados na indústria, a exatidão inerente à medição da pressão absoluta está compreendida entre 0,5 e 5% do valor de fim de escala (Liptak, 2003). Portanto, a utilização de transdutores de pressão absoluta pode resultar em erros exagerados. A utilização de um transdutor diferencial de pressão (para medir diretamente a pressão dinâmica) é então a melhor opção de forma a se obter uma maior exatidão nos resultados.

A implementação deste método é perfeitamente exequível uma vez que, como já foi dito no capítulo 1, o conversor de volume, responsável pelo armazenamento e tratamento dos dados, oferece ainda a possibilidade de conexão a mais um transdutor de pressão, sendo este diferencial ou de pressão absoluta.

A introdução do tubo de Pitot a montante do contador, no entanto, apenas permite a deteção de anomalias no contador uma vez que apenas contabiliza o caudal que passa pelo mesmo sendo que eventuais desvios de caudal antes do tubo de Pitot não têm qualquer influência no valor da pressão dinâmica detetado pelo tubo de Pitot. De modo a detetarem-se por exemplo desvios de caudal pela linha de bypass, o tubo de Pitot standard pode também ser introduzido na tubagem a jusante do redutor de pressão, porém, e devido à existência de duas linhas de regulação na maioria dos postos de regulação e medida, seriam necessários dois tubos de Pitot standard.

Analisando a incerteza da medição do caudal por intermédio da medição da pressão estática e da pressão de estagnação separadamente por intermédio de dois transdutores de pressão absoluta conclui-se que para baixos caudais não é possível detetar quaisquer anomalias tal é a incerteza do valor de caudal. Na Tabela 4.1 mostra-se, para uma pressão estática constante de 1,3 bar e para vários valores de pressão de estagnação, o caudal medido correspondente às condições reais e a respetiva incerteza para diferentes incertezas de medição do valor lido da pressão.

Tabela 4.1 – Incerteza no caudal medido [m³/h] às condições reais em função da pressão de estagnação e para uma pressão estática de 1,3 bar para diferentes incertezas dos transdutores de pressão absoluta

Pressão de estagnação [Pa]	Caudal medido [m ³ /h]	Incerteza dos transdutores de pressão absoluta (% valor lido)			
		±0,1%	±0,05%	±0,01%	±0,005%
130025	132	± 354	± 283	±49,0	±24,3
130050	187	± 400	± 354	±34,4	±17,2
130100	264	± 259	±123	±24,3	±12,1
130200	373	± 174	±86	±17,2	±8,6
130300	456	± 141	±70	±14,0	±7,0

No entanto, caso se meça a pressão dinâmica diretamente, através de um transdutor diferencial de pressão, a incerteza na medição do caudal é significativamente inferior visto que a grandeza do valor de pressão medido é menor, isto para um mesmo erro relativo do valor lido. Na Tabela 4.2 mostra-se, para diferentes valores de pressão dinâmica diretamente medidos, o caudal medido às condições reais e a sua incerteza correspondente para diversas incertezas (do valor lido) do transdutor diferencial de pressão.

Tabela 4.2 – Incerteza no caudal medido [m³/h] às condições reais em função da pressão dinâmica para diferentes transdutores de pressão diferencial

Pressão dinâmica [Pa]	Caudal medido [m ³ /h]	Incerteza do transdutor diferencial de pressão (% valor lido)			
		±5%	±2%	±1%	±0,25%
25	132	± 3,3	± 1,32	± 0,66	± 0,17
50	187	± 4,7	± 1,87	± 0,93	± 0,23
100	264	± 6,6	± 2,64	± 1,32	± 0,33
200	373	± 9,3	± 3,73	± 1,87	± 0,47
300	456	± 11,4	± 4,56	± 2,28	± 0,57

Nos transdutores de pressão diferencial a incerteza da medição nem sempre é dada relativamente ao valor medido, mas sim relativamente ao fim de escala. Para a correta medição de caudais até 1000 m³/h o fim de escala não necessita de ser superior a 1500 Pa.

É então evidente a maior precisão no uso de um transdutor diferencial de pressão, no entanto, tais transdutores são mais dispendiosos em comparação com os transdutores de pressão absoluta, e podem não estar disponíveis para esta aplicação específica.

4.2 Diferenças de pressão causadas por variações de diâmetro

Mudanças na área da secção transversal ao escoamento onde o fluido pode acelerar ou desacelerar são responsáveis por variações de pressão. A variação de pressão deve-se a duas componentes: a uma diminuição, ou aumento de pressão, reversível, devido à aceleração do fluido (no caso de uma diminuição da área) ou à desaceleração do mesmo (no caso de um aumento da área) respetivamente, e a uma perda de pressão permanente consequência da fricção.

Uma maneira eficiente de se medir o caudal que passa numa tubagem consiste em colocar algum tipo de restrição (de modo a diminuir a área de passagem) algures na tubagem e medir a diferença de pressão entre a secção a baixa velocidade (alta pressão) e a secção a alta velocidade (baixa pressão). A placa orifício e o tubo de Venturi são dois caudalímetros que se baseiam neste princípio para a medição de caudal.

Analisando cuidadosamente um posto de regulação e medida repara-se que muitos deles possuem zonas com aumentos de diâmetros que podem vir a ser utilizados para se estimar o caudal em circulação no PRM. Exemplo disso é o aumento de diâmetro que se verifica imediatamente após os reguladores de pressão em vários postos de regulação e medida como mostra a Figura 4.4.



Figura 4.4 – Aumento de diâmetro a jusante do regulador.

Espera-se, então, que, medindo a pressão estática nas duas zonas de diferente diâmetro como mostra a Figura 4.5, se possa calcular o caudal de gás que circula no PRM usando para isso a equação de Bernoulli, ou, num caso prático, relacionar experimentalmente a diferença de pressão em causa com o caudal em circulação.

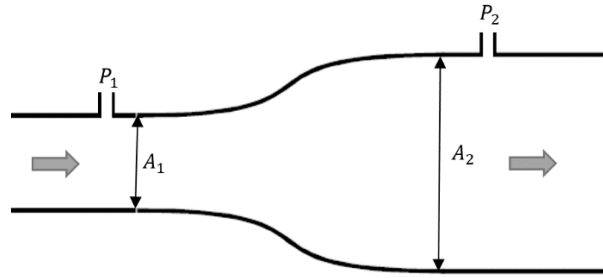


Figura 4.5 – Esquema do aumento de diâmetro numa tubagem.

Uma vez que a velocidade do escoamento na zona de maior diâmetro, u_2 , será inferior à velocidade na zona de menor diâmetro, u_1 , a pressão estática P_2 será superior à pressão estática P_1 . Assumindo que o escoamento é horizontal ($z_1 = z_2$) e que o fluido é incompressível a equação de Bernoulli fica:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho u_1^2 = P_2 + \frac{1}{2}\rho u_2^2 + \text{Perdas} \quad (4.9)$$

Para uma melhor aproximação da situação real considera-se ainda o coeficiente de perdas de carga localizadas, K , já referido no capítulo 2. A equação de energia do escoamento toma então a seguinte forma:

$$P_1 + \frac{1}{2}\rho u_1^2 = P_2 + \frac{1}{2}\rho u_2^2 + K \cdot \frac{\rho u_1^2}{2} \quad (4.10)$$

Considerando o fluido incompressível, o caudal volúmico, \dot{Q} , é dado por:

$$\dot{Q} = A_1 u_1 = A_2 u_2 \quad (4.11)$$

Então, combinando as equações (4.10) e (4.11) e resolvendo a equação em ordem ao caudal volúmico, \dot{Q} , obtém-se que:

$$\dot{Q} = A_1 \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho \left(1 - \left(\frac{A_1}{A_2}\right)^2 - K\right)}} \quad (4.12)$$

Através da equação (4.12) percebe-se que se não fossem consideradas as perdas de carga localizadas o caudal volúmico seria estimado por defeito. Na Figura 4.6 mostra-se a relação, obtida pela equação (4.12), entre a diferença dos valores de pressão estática $P_2 - P_1$ e o caudal volúmico real (às condições de pressão e temperatura do escoamento), neste caso para 0°C e uma pressão de 1,32 bar (com uma massa volúmica de $0,94\text{ kg/m}^3$), para um diâmetro $D_2 = 50\text{ mm}$ e diferentes diâmetros D_1 (20, 30 e 40 mm) originando diferentes relações de A_1/A_2 .

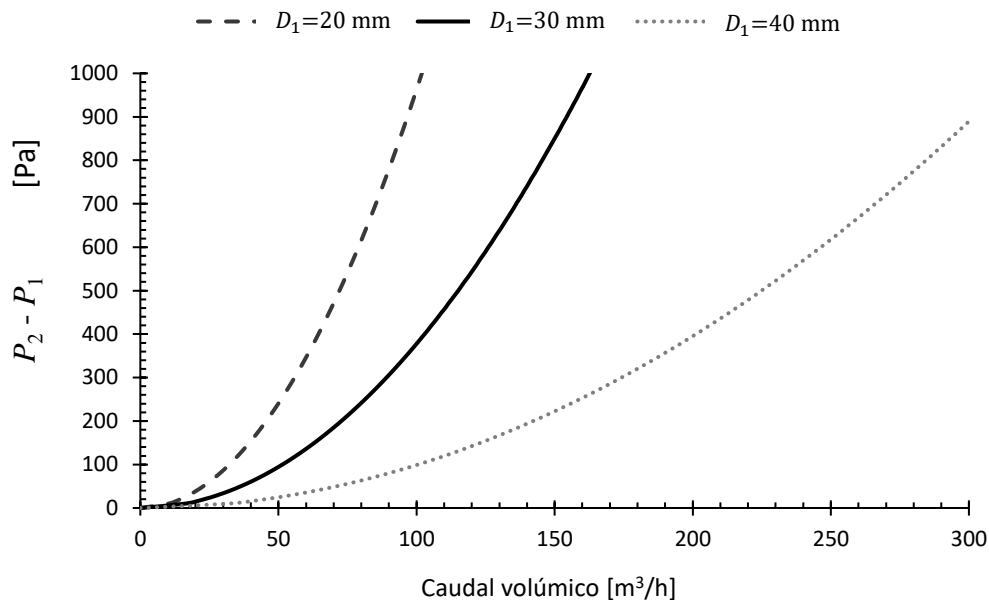


Figura 4.6 – Diferença de pressão estática em função do caudal num aumento de diâmetro a jusante do regulador de pressão para uma tubagem de diâmetro D_2 igual a 50 mm.

Através da análise da figura anterior percebe-se que quanto maior for a diferença das áreas, menor diâmetro D_1 , maior a diferença de pressões para o mesmo caudal. Este método, em comparação com o método anteriormente apresentado (da introdução de um tubo de Pitot), apresenta uma maior resolução no que toca à estimativa do caudal, uma vez que a diferença de pressões estáticas é superior à pressão dinâmica medida pelo tubo de Pitot para o mesmo caudal.

Este método obriga, no entanto, à medição da pressão estática em dois sítios adjacentes para cada linha de regulação caso se pretenda estimar o valor do caudal em circulação. Contudo, do ponto de vista prático, basta relacionar uma variação de pressão com o caudal correspondente, como se referiu na secção 3.3, sendo apenas importante que a variação de pressão seja a maior possível para um dado caudal, afim de se facilitar as medições. Nesta perspetiva surge a análise que seguidamente se apresenta.

4.2.1 Análise da aplicação prática a um posto de regulação e medida

Face às maiores diferenças de pressão verificadas na variação de diâmetro imediatamente a jusante do regulador de pressão, existe a possibilidade de, se o ponto 1 (considerado no capítulo anterior aquando da implementação numérica do PRM) passar a ser na zona de menor diâmetro imediatamente a jusante do regulador, aqui denominado de garganta, a queda de pressão ao longo do PRM, $P_{\text{garganta}} - P_2$ (apresentada no capítulo 3), apresentar um valor negativo, podendo mesmo assim ser útil caso o valor absoluto dessa diferença seja superior aos valores obtidos no capítulo 3.

Na Figura 4.7 representa-se a diferença de pressão obtida, $P_{\text{garganta}} - P_2$, em função do caudal em circulação no PRM, representado na Figura 3.1, caso o ponto 1 seja na garganta da variação de diâmetro imediatamente a jusante do regulador, para o caso de bypass fechado.

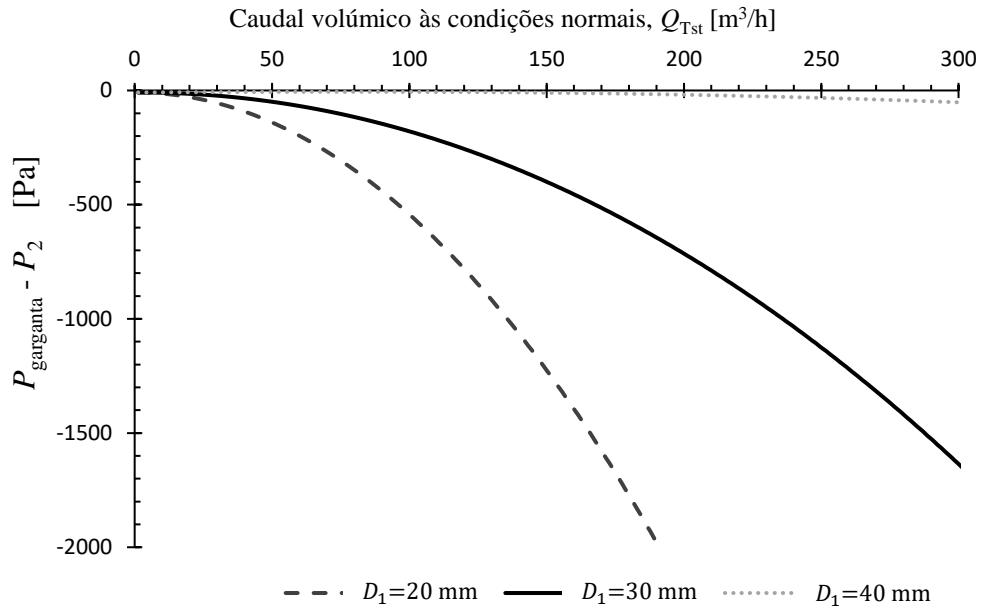


Figura 4.7 – Diferença de pressão entre zona de menor área a jusante do regulador de pressão, P_{garganta} , e pressão a montante do contador, P_2 , Figura 3.1, em função do caudal volumétrico da instalação às condições PTN.

Através da análise da figura anterior percebe-se que quanto maior a variação de diâmetro imediatamente a jusante do regulador maior será a diferença de pressão $P_{\text{garganta}} - P_2$. De facto, quanto menor for a área da garganta menor será a pressão medida nesse ponto fruto do aumento de velocidade que se verifica no mesmo. O que se pretende saber é se, para determinada variação de caudal, o decréscimo de pressão fruto do aumento da velocidade (na secção da garganta) é mais significativo que o aumento da diferença de pressão fruto do aumento da perda de carga devido ao aumento do caudal.

Na Figura 4.8 mostra-se, em jeito de comparação e para o caso do caudal de bypass nulo, o módulo das diferenças de pressão estimadas ao longo do PRM para os três casos considerados, isto é, $D_1 = 20, 30$ e 40 mm, com a medição da pressão estática na garganta, P_{garganta} , e para o caso considerado no capítulo 3 onde a pressão estática é medida na zona de maior diâmetro (na já existente tomada de pressão) a jusante do regulador, em função do caudal volumétrico da instalação às condições PTN.

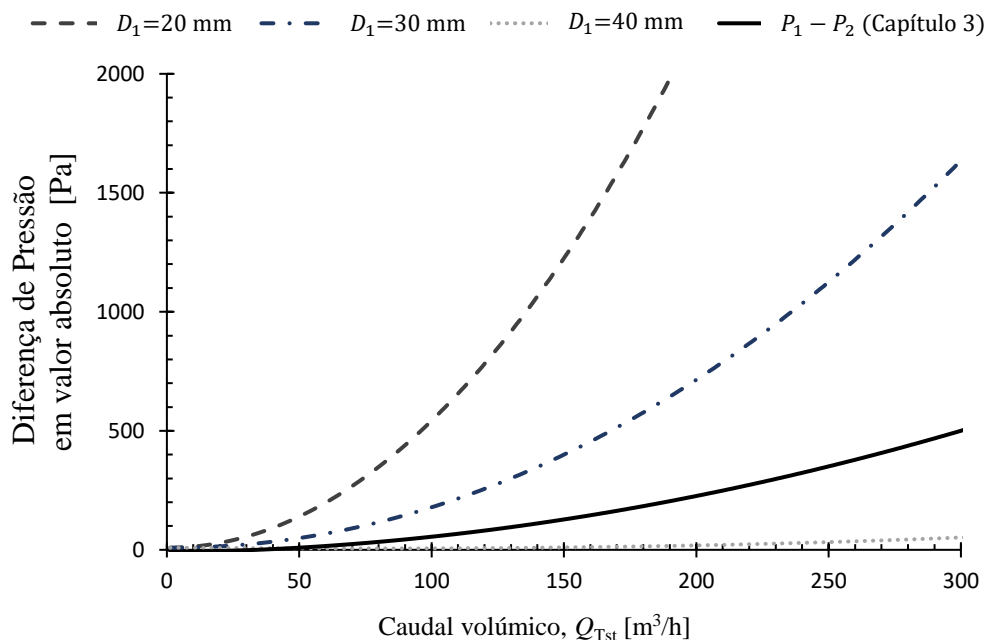


Figura 4.8 – Comparação da diferença de pressão estimada ao longo do PRM para a medição da pressão na garganta imediatamente a jusante do regulador ou para a tomada de medição já existente a jusante do regulador.

Analisando a figura anterior conclui-se, para o caso de um diâmetro nominal da tubagem da linha do regulador de 50 mm, que para um aumento do diâmetro na expansão súbita a jusante do regulador igual (ou superior) a 160% ($D_2/D_1 = 50/30$) torna-se mais vantajoso efetuar a medição da pressão estática na zona da garganta (de menor diâmetro) devido às maiores diferenças de pressão observadas (ainda que em valor absoluto) facilitando assim a medição de tais diferenças. Para um aumento do diâmetro de apenas 125% ($D_2/D_1 = 50/40$) verifica-se que essa solução é contraproducente.

Uma vez que a incerteza dos transdutores de pressão absoluta utilizados ronda os 0,25% do valor de pressão medido (± 325 Pa), mesmo nesta solução, seria mais indicado o uso de um transdutor de pressão diferencial para se medir diretamente a diferença de pressão $P_{\text{garganta}} - P_2$.

4.3 Variação de pressão em curvas

A deteção da diferença de pressão provocada por uma força centrífuga aquando da mudança de direção do escoamento de um fluido pode ser utilizada como uma forma de medição do caudal do escoamento (Liptak, 2003). Assim, medindo a pressão nas superfícies interna e externa de uma curva na tubagem, obtém-se uma diferença de pressão diretamente relacionada com o caudal de fluido a escoar.

Uma vez que a maior parte dos sistemas de tubagens contêm curvas, as tomadas de pressão em curvas são de fácil implementação, não adicionando quaisquer perdas de carga ao sistema garantindo uma instalação económica.

Ao seleccionar-se uma curva existente para a medição do caudal do escoamento é preferível a escolha de uma entre duas secções horizontais garantindo-se que as tomadas de pressão são também elas horizontais e, portanto, que não há acumulação de resíduos nas mesmas, o que pode resultar em erros muito grosseiros fruto da pequena diferença de pressão observada neste método. No entanto, para o caso estudado, e devido à presença de filtros à entrada de um PRM, tal cuidado não é tão relevante.

Segundo Liptak (2003), alguns testes sugerem que a localização de tomadas de pressão a $22,5^\circ$, como mostra na Figura 4.9, proporciona leituras mais estáveis, mais fiáveis e com uma maior diferença de pressão.

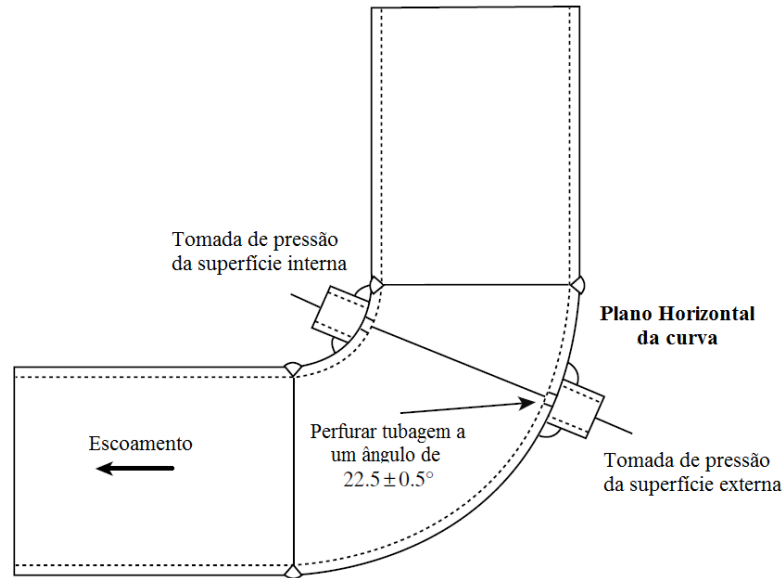


Figura 4.9 – Tomadas de pressão numa curva para medição do caudal. Adaptado de Liptak (2003).

A relação entre o caudal mássico, \dot{m} , e a diferença de pressão entre as duas tomadas, ΔP , é dada, segundo Liptak (2003), pela seguinte equação:

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{r_c}{2D}} \cdot \left(1 + \frac{6,5}{\sqrt{Re_D}}\right) \cdot \varepsilon_1 \cdot \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \sqrt{2 \cdot \Delta P \cdot \rho} \quad (4.13)$$

Onde r_c é o raio de curvatura da curva, D o diâmetro da tubagem, Re_D o número de Reynolds, ε_1 um fator de expansão e ρ a massa volúmica do fluido às condições a montante da curva.

Para escoamento de gases o fator de expansão, ε_1 , ainda não foi muito estudado, no entanto como o diferencial de pressão é normalmente muito pequeno a suposição de que $\varepsilon_1 = 1$ está dentro dos limites de erro para a maioria dos casos (Liptak, 2003).

Na Figura 4.10 mostra-se, para uma gama de caudais comuns às condições PTN de um PRM, os valores do diferencial de pressão esperados, para uma curva na tubagem com um diâmetro de 50 mm ou de 80 mm e uma relação r_c/D de 1,5.

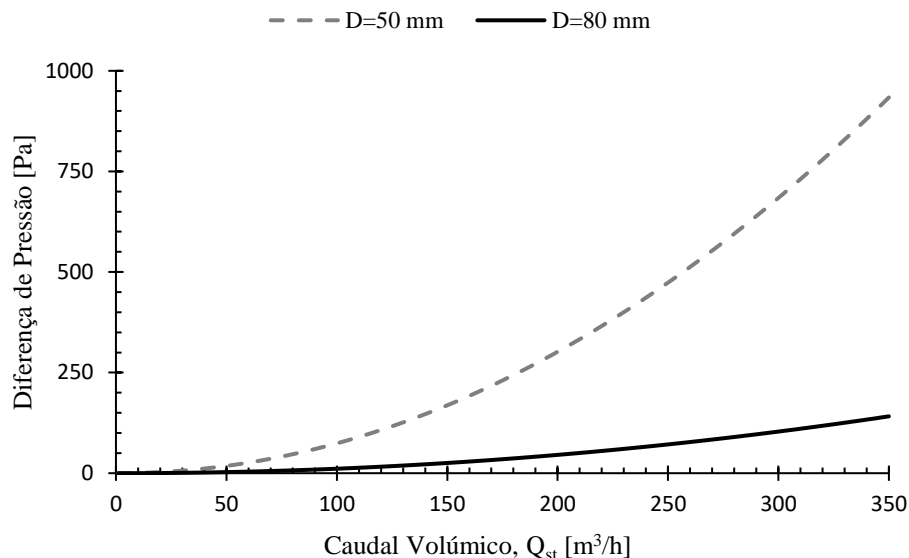


Figura 4.10 – Diferencial de pressão numa curva em função do caudal volúmico às condições PTN.

O diferencial de pressão medido numa curva é altamente dependente da velocidade do escoamento, não sendo este método aconselhado para baixas velocidades, pelo que para uma tubagem com um diâmetro de 50 mm a grandeza da diferença de pressão não é muito diferente das dos outros métodos já apresentados, no entanto, como mostra a Figura 4.10, com o aumento do diâmetro da tubagem a diferença de pressão observada decresce significativamente tornando mais difícil a sua deteção.

A equação (4.13), da qual resulta a figura anterior, é válida para $r_c/D > 1,25$ e para $Re_D > 10^4$, o que devido à baixa massa volúmica do fluido (gás natural), apenas se verifica para caudais volúnicos superiores a 22 e 35 m³/h para os diâmetros de 50 e 80 mm, respetivamente.

Como o fluido de trabalho é um gás e como os postos de regulação e medida são projetados de modo à velocidade de escoamento não ultrapassar, normalmente, os 20 m/s, como dito na secção 1.3 do Capítulo 1, as diferenças de pressão medidas serão baixas. Este método obriga à instalação de duas tomadas de pressão numa curva do PRM, curva essa que deve estar num troço onde circule o caudal total, contabilizando assim todo o caudal, e permitindo a deteção de desvios de caudal que ocorram a jusante da curva.

4.4 Posição da válvula reguladora de pressão

Um dos meios adicionais para o controlo do caudal num posto de regulação e medida seria através do conhecimento da posição da válvula de controlo de caudal pertencente aos redutores de pressão presentes num PRM.

O funcionamento detalhado de um redutor de pressão de gás habitual num PRM pode ser consultado no Anexo A do presente trabalho.

A posição da válvula de controlo está diretamente relacionada com a posição da haste de comando, que por seu lado está relacionada com a posição do diafragma determinada por um balanço de forças responsável pela regulação da pressão para um valor constante.

A solução mais simples para a deteção da posição da haste seria através da deteção da posição de um indicador de posição que muitos reguladores já têm instalado como mostra a Figura 4.11. A implementação de origem, pelo fabricante do redutor de pressão, de um transdutor de posição acoplado ao mesmo não parece difícil nem muito dispendioso, em virtude de não ser

necessária grande precisão na determinação da posição da válvula, havendo já casos da implementação dessa prática, como se verá mais à frente.

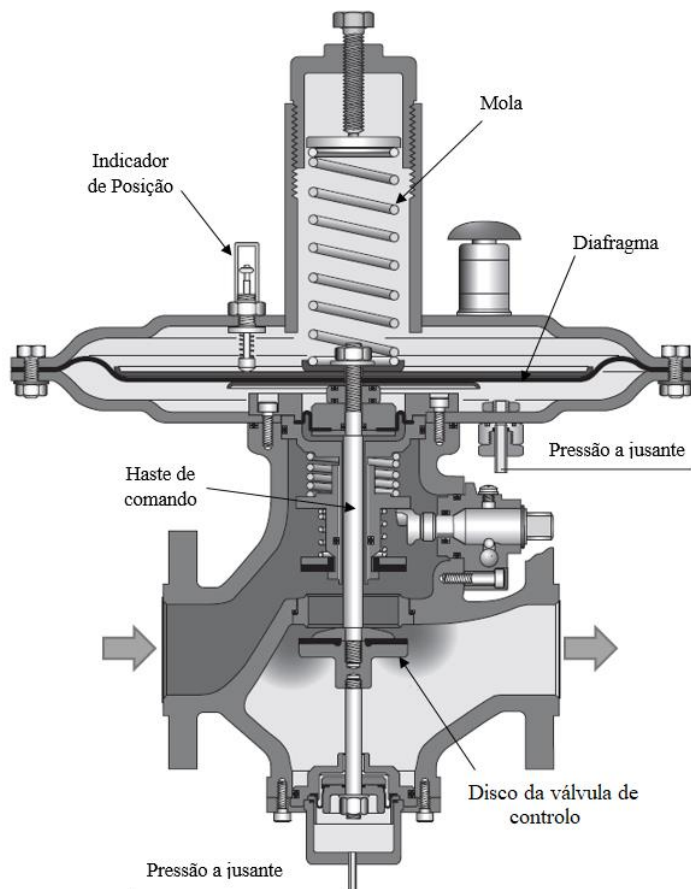


Figura 4.11 – Exemplo de regulador com indicador de posição.

O indicador de posição assinala, então, a posição em que se encontra o disco da válvula, se totalmente fechada, aberta ou numa posição intermédia, tendo por norma a função de permitir verificar o correto funcionamento do regulador.

Uma vez que, como se explica no Anexo A, o regulador de pressão varia o caudal de passagem de modo a manter a pressão a jusante do mesmo constante, não existe uma fórmula matemática conhecida que relacione a abertura da válvula (posição da válvula) e o caudal que por esta passa, pois tal depende da instalação a jusante do regulador sendo normalmente o caudal definido pelo utilizador. Porém a obtenção, para cada PRM, de uma curva experimental que relacione o caudal com a posição do indicador não é uma tarefa difícil, obtendo-se assim uma curva padrão com a qual futuros pares de valores caudal/posição, podem ser comparados.

A presença do indicador de posição no regulador permite, pelo menos, confirmar as situações de caudal nulo, isto é, no caso de o caudal contabilizado pelo contador ser zero, os reguladores de pressão têm, obrigatoriamente, de se encontrar na posição totalmente fechada, caso não se verifique é sinal que ou o contador está com uma avaria, ou que o caudal se encontra a ser desviado e não está a passar pela linha do contador.

Como referido anteriormente, ao indicador de posição pode ainda ser associado um sensor de proximidade, eventualmente menos preciso, Figura 4.12a, ou um transmissor de posição, eventualmente mais caro mas mais rigoroso, Figura 4.12b, que, no caso do primeiro, indique quando o regulador se encontra fechado, e, no caso do segundo, transmita a posição exata do regulador. Marcas como a *Emerson* (www.emerson.com) oferecem estas possibilidades em vários dos seus modelos de reguladores. Poder-se-á também futuramente estudar a

possibilidade de se construir um sensor que se possa adaptar aos reguladores de pressão já existentes, que disponham do referido indicador.

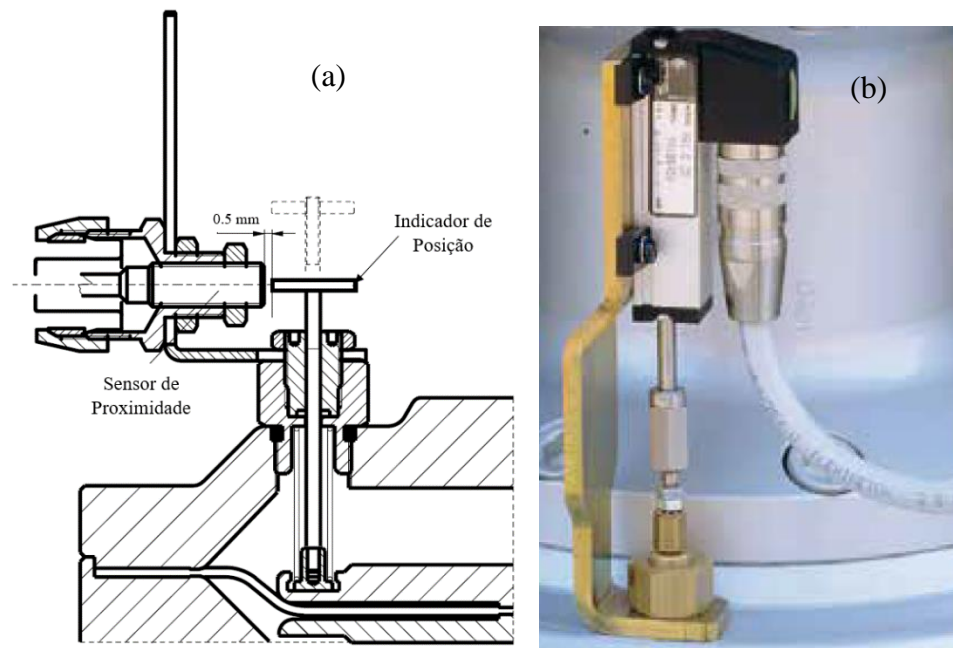


Figura 4.12 – (a) Sensor de proximidade para indicador de posição (b) Transmissor de posição exata.

Este método obriga, porém, à instalação de um destes sistemas em cada um dos dois reguladores de pressão presentes num posto de regulação e medida, existindo ainda a possibilidade do regulador em causa não estar preparado para a instalação de um indicador de posição.

5 Análise experimental de um PRM numa situação real

Neste capítulo testar-se-á, com dados de uma situação real, o método apresentado anteriormente no Capítulo 3. Para tal, foi realizada, num determinado PRM, ao longo de um período de 2 meses e meio, a recolha dos dados de caudal medido, real e corrigido, de temperatura e de pressão, esta última para o valor de pressão a jusante do regulador, P_1 , e para o valor de pressão no contador, P_2 , como indicado na Figura 3.1.

5.1 Descrição do PRM

O posto de regulação e medida, Figura 5.1, onde foram efetuadas as medições, e exemplo do típico PRM, apresenta duas linhas de regulação, uma linha para o contador e uma linha oferecendo a possibilidade de bypass ao mesmo. Na Figura 5.1 mostram-se ainda os locais onde são feitas as medições de pressão, também já implementados no Capítulo 3 num outro PRM.



Figura 5.1 – Posto de regulação e medida onde foi efetuada a análise experimental. Setas indicam o sentido do escoamento.

A medição do valor de pressão a jusante do regulador de pressão, P_1 , pode ser realizada em qualquer uma das linhas de regulação, e, uma vez que não funcionam em simultâneo (ausência de escoamento na linha alternativa), o valor de pressão P_1 , em princípio, não dependerá muito da linha de regulação em funcionamento. Embora seja mais aliciante a medição do valor de pressão P_1 na linha de regulação inferior devido à maior perda de carga esperada, o facto da linha superior também poder ficar em funcionamento, e uma vez que tem menor perda de carga, leva a que seja mais correto estudar-se o caso mais desfavorável realizando-se então a medição do valor de pressão P_1 na linha de regulação superior como mostra a Figura 5.1. As setas assinaladas indicam, pois, o trajeto do gás.

Comparando o PRM anterior com o PRM da Figura 1.2, implementado no Capítulo 3, são óbvias as diferenças no que diz respeito à disposição do sistema de tubagens, comprovando o facto de que grande parte dos postos de regulação e medida são casos ímpares, não sendo possível o uso de um único sistema de equações matemáticas que simulam corretamente o comportamento de todos os postos de regulação e medida. Para todos eles são necessárias correções ao sistema de equações original, apresentado no Capítulo 3, tarefa essa realizada a seguir para o caso do PRM da Figura 5.1.

5.2 Análise teórica ao PRM

Fazendo uma análise muito semelhante à realizada no Capítulo 3 e desprezando-se a segunda linha de regulação, já que não circulando gás pela mesma o coeficiente de perda de carga localizada para o tê de reunião dos caudais é praticamente nulo (como mostra a Tabela 2.3), percebe-se que a principal diferença em relação ao PRM esquematizado na Figura 3.1, para além do menor comprimento de tubagem, é o local onde ocorre o aumento de diâmetro, sendo que, para o caso do PRM da Figura 5.1, a expansão ocorre na linha do contador (a montante deste) face ao aumento de diâmetro antes da separação de caudal para o PRM anteriormente analisado.

Na Figura 5.2 mostra-se o esquema do PRM onde foi realizada a recolha de dados experimentais e que serve de auxílio à construção do sistema de equações.

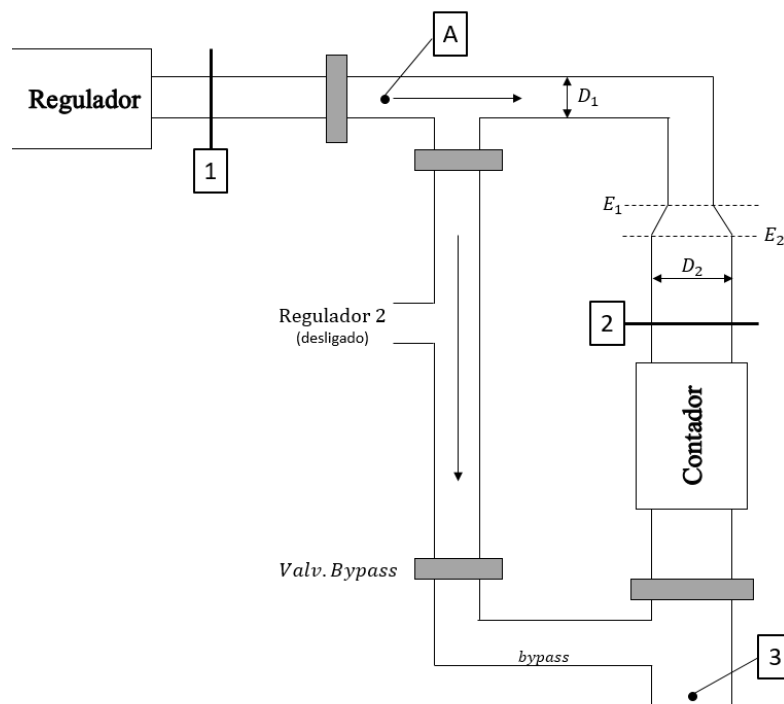


Figura 5.2 – Esquema do PRM onde foi realizada a recolha de dados.

Dividindo novamente o PRM em quatro troços, nomeadamente, entre 1 e A, entre A e 2 e entre A e 3, pela linha do contador e pela linha de bypass, é possível simular-se o comportamento do posto de regulação e medida por intermédio do seguinte sistema de equações que segue uma abordagem idêntica à apresentada no Capítulo 3 quando desprezados os efeitos de compressibilidade.

Troço 1-A:

$$P_1 + \rho_1 \frac{u_1^2}{2} + \rho_1 g z_1 = P_A + \rho_A \frac{u_A^2}{2} + \rho_A g z_A + \left(f_{1-A} \frac{L_{1-A}}{D_1} + \sum K_{1-A} \right) \frac{\rho_1 u_1^2}{2} \quad (5.1)$$

Troço A-2:

$$P_A + \rho_A \cdot \frac{u_A^2}{2} + \rho_A g z_A = P_2 + \rho_2 \cdot \frac{u_2^2}{2} + \rho_2 g z_2 + \left(f_{A-E1} \frac{L_{A-E1}}{D_1} + \sum K_{A-E1} \right) \frac{\rho_A u_A^2}{2} + \left(f_{E2-2} \frac{L_{E2-2}}{D_2} + \sum K_{E2-2} \right) \frac{\rho_2 u_2^2}{2} \quad (5.2)$$

Troço A-3 pela linha do contador:

$$P_A + \rho_A \cdot \frac{u_A^2}{2} + \rho_A g z_A = P_3 + \rho_3 \cdot \frac{u_3^2}{2} + \rho_3 g z_3 + \left(f_{A-E1} \frac{L_{A-E1}}{D_1} + \sum K_{A-E1} \right) \frac{\rho_A u_A^2}{2} + \left(f_{\text{cont}} \frac{L_{\text{cont}}}{D_2} + \sum K_{\text{cont}} \right) \frac{\rho_A u_3^2}{2} \quad (5.3)$$

Troço A-3 pela linha de bypass:

$$P_A + \rho_A \cdot \frac{u_A^2}{2} + \rho_A g z_A = P_3 + \rho_3 \cdot \frac{u_3^2}{2} + \rho_3 g z_3 + \left(f_{\text{bypass}} \frac{L_{\text{bypass}}}{D_1} + \sum K_{\text{bypass}} \right) \frac{\rho_A u_3^2}{2} \quad (5.4)$$

Conservação da massa:

$$\dot{m}_{\text{total}} = \dot{m}_{\text{contador}} + \dot{m}_{\text{bypass}} \quad (5.5)$$

Com este sistema é possível determinar o caudal total a circular na instalação, e, caso exista, a repartição do caudal (\dot{Q}_I e \dot{Q}_{II}), partindo do conhecimento dos valores de pressão P_1 e P_2 e da posição da válvula de bypass podendo assim realizar-se uma comparação entre os dados esperados e os dados experimentais recolhidos. Calculou-se ainda os valores de pressão P_A e P_3 .

A resolução do sistema de equações é feita por um método iterativo e, portanto, recorreu-se, novamente, ao programa *Engineering Equation Solver - EES* devido às vantagens já enumeradas no Capítulo 3, sobretudo devido à facilidade em resolver sistemas de equações não lineares, à base de dados com propriedades termodinâmicas do fluido e às rotinas para o cálculo de perdas de carga no escoamento de tubagens, entre outros.

Uma vez que neste capítulo se pretende também comparar os dados esperados (simulação) com os dados experimentais recolhidos no local, o PRM deve ser implementado, ao nível das perdas de carga, com o maior rigor possível. Na Tabela 5.1 mostra-se, para cada troço do posto de regulação e medida, o comprimento, o diâmetro da tubagem e os acessórios/obstáculos responsáveis pelas perdas de carga localizadas.

Tabela 5.1 – Características do PRM onde foi realizada a análise experimental

Troços	Diâmetro, D [mm]	Comprimento da tubagem, L [m]	Perdas de carga localizadas
1 - A	50	0,5	1 válvula
A - E1	50	0,2	1 T linha; 1 curva
E2 - 2	80	0,75	-
2 - 3	80	0,75	1 contador; 1 válvula; 1 T linha
Linha do Bypass	50	1,5	2 T's ramal; 2 válvulas; 1 curva;

A Figura 5.1 mostra ainda que os pontos de pressão considerados se encontram a diferentes cotas, o que influencia os valores da diferença de pressão obtidos para baixos caudais. As cotas estimadas para o ponto 1 (igual à do A), para o ponto 2 e para o ponto 3 são de 1,5 m, 0,75 m e 0 m, respetivamente.

Uma vez que, neste caso, o contador instalado no posto de regulação de medida é conhecido, o coeficiente de perdas de carga localizadas, K , pode ser determinado de forma mais precisa. O contador instalado no PRM descrito, mostrado na Figura 5.3, é um contador de turbina da marca *Itron*, de diâmetro nominal de 80 mm e projetado para um caudal máximo de 400 m³/h, cuja designação de catálogo é G250 Fluxi 2000/TZ.

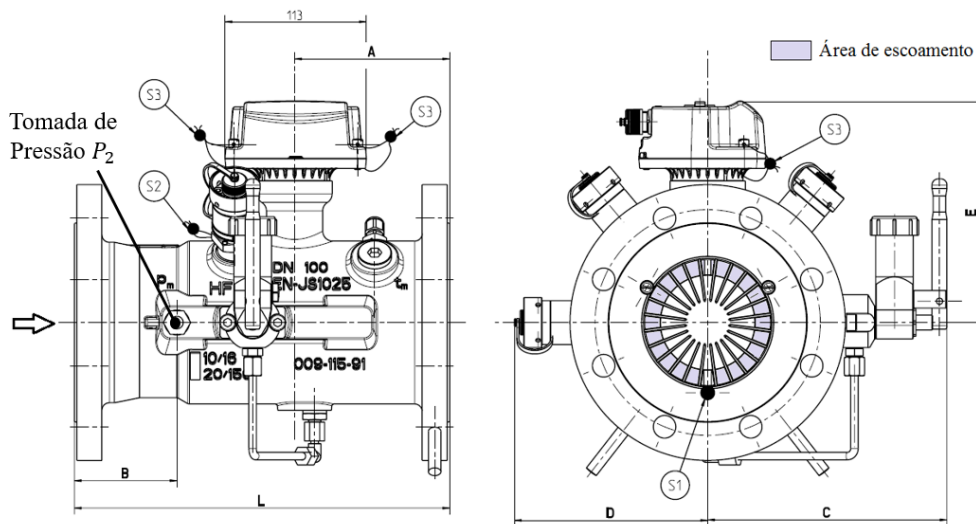


Figura 5.3 – Desenho do contador instalado.

Segundo o catálogo, a perda de pressão no contador é calculada através da seguinte equação (Itron, 2012),

$$\Delta P \text{ (mbar)} = \Delta P_r \cdot \frac{\rho_n}{0,83} \cdot (P_b + 1) \cdot \left[\frac{q}{\dot{Q}_{max}} \right]^2 \cdot \left[\frac{273}{273 + T_b} \right] \quad (5.6)$$

Sendo ΔP a perda de pressão às condições reais, ΔP_r a perda de pressão às condições de referência (catalogado), ρ_n a massa volúmica do gás às condições normais (0°C e 1,013 bar), P_b a pressão de funcionamento relativa, q o caudal volúmico real (m³/h), \dot{Q}_{max} o caudal máximo do contador e T_b a temperatura do gás (°C) (Itron, 2012).

Através da equação (5.6) é possível calcular-se o coeficiente de perdas de carga localizadas, K , para o contador em questão. Assim, para uma pressão relativa de 0,3 bar, para uma temperatura de 15°C, para o caudal máximo de 400 m³/h, para uma massa volúmica do gás natural de 0,94 kg/m³ e para uma perda de pressão às condições de referência de 12,8 mbar a perda de pressão causada pelo contador é de 17,9 mbar. Pela equação (2.29), apresentada no Capítulo 2, e com recurso à pressão dinâmica do escoamento calcula-se o coeficiente de perdas de carga localizadas, K , que para o contador em causa, toma o valor de 7,8. Repetindo o cálculo para diferentes valores de caudal o valor de K obtido não se afasta muito de 7,8, concluindo-se que K apresenta um valor constante o que valida o estudo realizado.

O valor de K aqui determinado é superior ao valor sugerido, e usado em análises anteriores, por Liptak (2003), onde $K = 1$. Tal pode ser explicado devido à especificidade do contador instalado, como por exemplo, devido ao dispositivo de alinhamento do escoamento existente na entrada deste contador.

Conhecida a área da secção de passagem e o comprimento das tubagens e conhecidos os coeficientes de perdas de carga localizadas de todos os acessórios do PRM é então possível

determinar a curva que relaciona a diferença de pressão $P_1 - P_2$ com o caudal em circulação medido pelo contador, \dot{Q}_{Ist} . Tal curva é, a seguir, comparada com os dados recolhidos no local.

5.3 Análise dos resultados da simulação e dos dados experimentais

Os dados experimentais analisados neste subcapítulo, relativos ao PRM da figura 5.1, foram recolhidos ao longo de um período de 2 meses e meio, entre os dias 10 de março e 29 de maio do ano de 2017. Os valores de pressão, temperatura e de caudal recolhidos resultam de médias horárias calculadas pelo conversor de volume através de medições realizadas de 15 em 15 segundos.

Na Figura 5.4 apresenta-se então a relação entre o caudal volúmico às condições normais, \dot{Q}_{Ist} , e a diferença de pressão entre os pontos 1 e 2 do posto de regulação e medida, $P_1 - P_2$, Figura 5.2, para a situação real e para a situação esperada (simulação) resultante do sistema de equações (5.1) a (5.5). Para tal comparação considerou-se o funcionamento normal, ou seja, de bypass nulo no PRM.

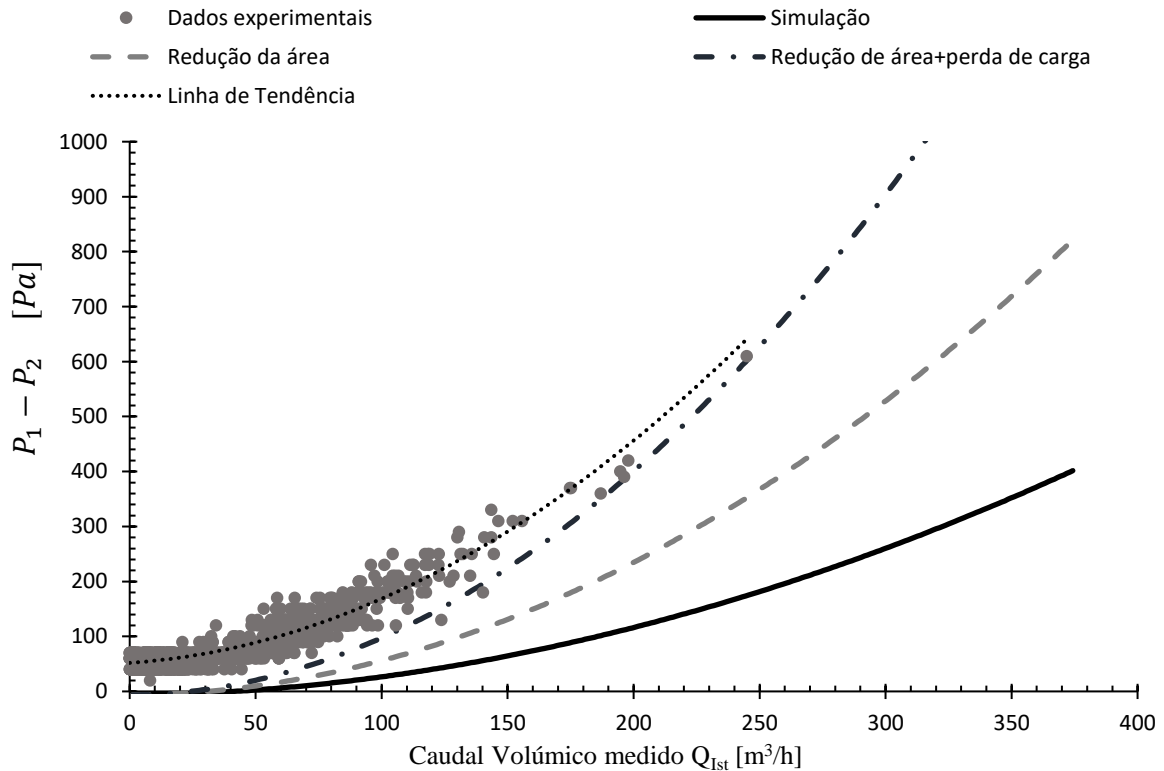


Figura 5.4 – Comparação dos dados experimentais com os dados teóricos expectáveis.

Numa primeira análise observa-se que os valores dos dados reais são consideravelmente superiores aos valores calculados, de facto, para caudais nulos (ou quase nulos) os cálculos preveem a existência de uma diferença de pressão ligeiramente negativa para baixos caudais, uma vez que, para baixos caudais (até 40 m³/h) o efeito da diferença de altura entre os pontos de medição de pressão é predominante face à diferença de pressão provocada pelo escoamento, no entanto, os valores experimentais são superiores e da ordem dos 40 Pa para a mesma gama de caudal. Tal discrepância pode ser devida à incerteza sistemática proveniente dos transdutores de pressão absoluta.

Analisando também a evolução quadrática dos dados experimentais, nota-se que esta é mais acentuada que a evolução prevista. A explicação para tal deve-se sobretudo ao facto de o ponto onde foi realizada a medição da pressão P_2 não corresponder exatamente ao ponto

considerado nos cálculos efetuados. Como mostra a Figura 5.1, a tomada de pressão P_2 encontra-se no interior do contador ao invés de a montante do mesmo como considerado no esquema da Figura 5.2 e nos cálculos efetuados.

A diferença no local de medição da pressão P_2 afeta, pois, a diferença de pressão ao longo do PRM e respetiva evolução com o caudal uma vez que, como mostra a Figura 5.5, no interior do contador há uma redução da área de escoamento o que provoca uma redução da pressão P_2 (devido ao aumento da velocidade no interior). Assim, ao valor da diferença de pressão $P_1 - P_2$ determinado pelo sistema de equações deve ser somado o efeito da redução da área e da perda de carga localizada.

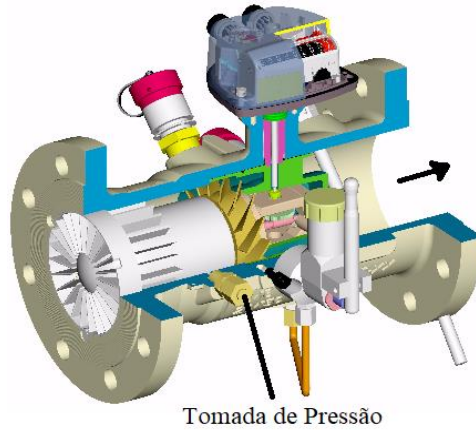


Figura 5.5 – Vista em corte do contador (Itron, 2012).

A diferença entre a pressão estática à entrada do contador, P_{entrada} , e a pressão no interior do contador, P_{interior} , é calculada por intermédio da equação de energia, para um escoamento incompressível, apresentada a seguir

$$P_{\text{entrada}} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_{\text{entrada}}^2 = P_{\text{interior}} + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot U_{\text{interior}}^2 + \text{Perdas} \quad (5.7)$$

Assumindo-se que a eventual diferença de cotas não tem um papel significativo e que as perdas são calculadas por intermédio do coeficiente de perdas de carga localizadas, K , que se relaciona com a pressão dinâmica à entrada do contador, então, a equação (5.7) toma a seguinte forma:

$$P_{\text{entrada}} - P_{\text{interior}} = \frac{1}{2} \rho [U_{\text{interior}}^2 + (K - 1)U_{\text{entrada}}^2] = \frac{1}{2} \rho \dot{Q}^2 \left[\frac{1}{A_{\text{interior}}^2} + \frac{K-1}{A_{\text{entrada}}^2} \right] \quad (5.8)$$

$$\Leftrightarrow P_{\text{entrada}} - P_{\text{interior}} = \underbrace{\frac{1}{2} \rho U_{\text{entrada}}^2}_{\text{Pressão Dinâmica}} \cdot \underbrace{\left[\frac{A_{\text{entrada}}^2}{A_{\text{interior}}^2} + K - 1 \right]}_{\text{Fator de aumento}} \quad (5.9)$$

Da equação (5.9) conclui-se que para uma melhor aproximação aos dados recolhidos, aos cálculos da diferença de pressão $P_1 - P_2$ da simulação deve ser somada a esta última a pressão dinâmica multiplicada por um fator função da razão das áreas e de um coeficiente de perdas de carga localizadas.

Na ausência de informações sobre a área do escoamento no interior do contador, a razão das áreas pode ser conseguida por intermédio da razão dos diâmetros de entrada e do dispositivo de alinhamento do escoamento estimada através da Figura 5.3.

A razão entre os diâmetros medidos, $\frac{D_{\text{caudalímetro}}}{D_{\text{entrada}}}$, foi da ordem de 0,717 o que se traduz numa razão de áreas, $\frac{A_{\text{interior}}}{A_{\text{entrada}}}$, de aproximadamente 48,5 %. A influência da menor área no interior do

contador face à área na entrada corresponde, portanto, a um aumento da diferença de pressão, $P_1 - P_2$, equivalente a 3,25 vezes a pressão dinâmica à entrada do contador.

A redução da área não é, no entanto, o único efeito a considerar, já que a presença do dispositivo de alinhamento do escoamento (entre outros fatores) contribui para uma perda de pressão. O coeficiente de perdas de carga localizadas, K , até à tomada de pressão não sendo conhecido não é possível considerá-lo para a correção da diferença de pressão esperada. No entanto, é conhecido o coeficiente de perdas de carga localizadas do contador ($K = 7,8$), entre a entrada e a saída do mesmo, pelo que se pode considerar metade de tal coeficiente ($K = 3,9$) como sendo o valor da perda de carga em falta.

Na Figura 5.4 mostra-se, também, a diferença de pressão esperada em função do caudal com as duas correções supracitadas já implementadas. Através da análise à mesma figura percebe-se que a evolução da curva experimental é mais acentuada que a curva calculada atendendo apenas à redução da área e próxima da curva calculada quando a perda de carga localizada, metade da perda de carga total do contador, é também contabilizada. Tal é coerente com o facto de que, uma vez que a tomada de pressão se encontra numa posição intermédia do contador, o coeficiente de perda de carga a considerar ser próximo de metade do coeficiente de perdas de carga localizadas do contador.

Na Figura 5.6 apresenta-se as mesmas curvas presentes na Figura 5.4, mas onde, para uma melhor comparação, foi corrigido o desvio de zero presente nos dados experimentais. A aplicação do desvio de zero funciona como uma calibração dos dados experimentais obtidos sendo que os valores experimentais estão agora mais próximos dos valores calculados.

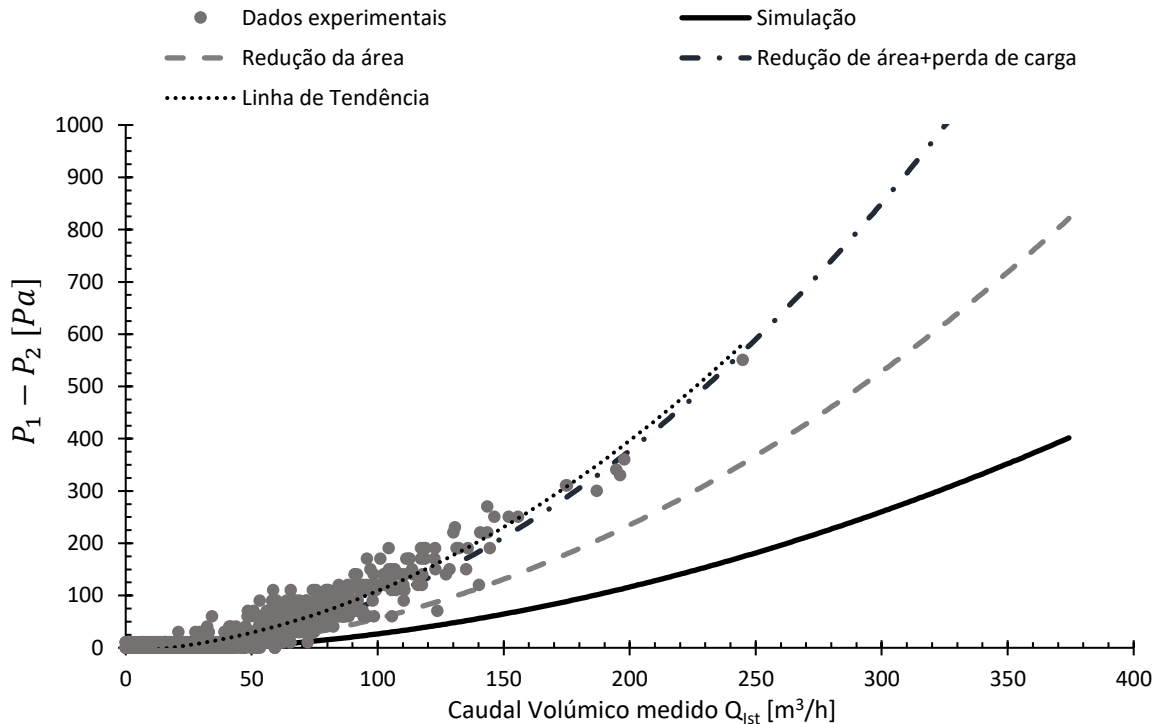


Figura 5.6 – Comparação entre a diferença de pressão $P_1 - P_2$ esperada e os dados experimentais após correção do desvio de zero observado.

5.4 Análise de incertezas aos dados obtidos

A diferença dos dados experimentais relativamente à evolução quadrática esperada é evidente ao observar-se a Figura 5.4. Tal deve-se sobretudo a um erro sistemático, já que os transdutores de pressão absoluta utilizados possuem uma incerteza inerente, e a um erro

aleatório, que para a análise realizada será devido a eventuais variações de temperatura e de pressão e às flutuações das variáveis medidas inerentes ao próprio processo.

5.4.1 Erro sistemático

Como já foi dito anteriormente, os valores de pressão no posto de regulação e medida são medidos por intermédio de transdutores de pressão absoluta, o que, face às baixas diferenças de pressão esperadas, pode resultar numa grande incerteza do valor de caudal calculado, mesmo para incertezas de medição da pressão relativamente baixas (já que o valor medido é da ordem dos 130000 Pa).

Para analisar o efeito do erro sistemático da medição da pressão no valor de caudal, e recorrendo-se ao programa *Engineering Equation Solver – EES*, foram estudados três transdutores com três graus de exatidão (relativamente ao valor medido) diferentes, nomeadamente, $\pm 0,25\%$ (a mais comum entre os transdutores usados pela EDP Gás), $\pm 0,1\%$ e $\pm 0,01\%$, incertezas estas relativas aos valores medidos.

Na Tabela 5.2 apresenta-se para os três transdutores considerados, o respetivo erro sistemático do caudal calculado e do valor de pressão P_1 considerado, para uma temperatura de funcionamento de 15°C e uma pressão P_2 de 1,3 bar (130000 Pa), estando esta última também sujeita a um erro de medição igual ao considerado para o valor de pressão P_1 ($B_{P_1} \cong B_{P_2}$). As células da tabela por preencher indicam a não convergência da solução por parte do EES devido às elevadas incertezas.

Tabela 5.2 – Incertezas no caudal (m^3/h), \dot{Q}_{Ist} , e no valor de pressão P_1 (Pa) para diversos transdutores de pressão

P_1 [Pa]	\dot{Q}_{Ist} [m^3/h]	$\pm 0,25\%$		$\pm 0,1\%$		$\pm 0,01\%$	
		B_{P_1}	$B_{\dot{Q}_{Ist}}$	B_{P_1}	$B_{\dot{Q}_{Ist}}$	B_{P_1}	$B_{\dot{Q}_{Ist}}$
130050	129,0	± 325	-	± 130	-	$\pm 13,0$	$\pm 22,3$
130100	180,2	± 325	-	± 130	± 172	$\pm 13,0$	$\pm 16,4$
130200	254,9	± 326	± 328	± 130	± 120	$\pm 13,0$	$\pm 11,8$
130300	313,2	± 326	± 254	± 130	± 98	$\pm 13,0$	$\pm 9,79$
130400	362,9	± 326	± 218	± 130	± 86	$\pm 13,0$	$\pm 8,55$

Através da tabela anterior é possível perceber que para baixos caudais (inferiores a $129 \text{ m}^3/\text{h}$) o único transdutor que permitiria determinar com algum rigor o caudal volúmico do sistema seria o transdutor com uma exatidão de $\pm 0,01\%$, valor este só possível se for usado um transdutor diferencial que meça diretamente a diferença de pressões $P_1 - P_2$.

A Tabela 5.2 pode também explicar a diferença, observável na Figura 5.4, dos dados experimentais relativamente aos dados esperados para caudais baixos, especialmente os valores experimentais de $P_1 - P_2$ que, ao invés de ligeiramente negativos como previsto, foram constantes e iguais a 0,0004 bar (40 Pa). Tal deve-se, principalmente, à incerteza na medição dos valores de pressão, onde, tomando como exemplo o transdutor com a exatidão de $\pm 0,1\%$ do valor medido, e uma vez que se considera $P_1 - P_2$ (incerteza relaciona-se com a incerteza da medição da pressão pela equação (3.21)), o valor de $P_1 - P_2$ terá um erro sistemático de $\pm 184 \text{ Pa}$.

Na Figura 5.7 representa-se ainda o erro sistemático relativo do caudal, em função do caudal, para uma temperatura de funcionamento de 15°C e uma pressão P_2 de 1,3 bar (130000 Pa), para três transdutores de pressão absoluta com diferentes exatidões.

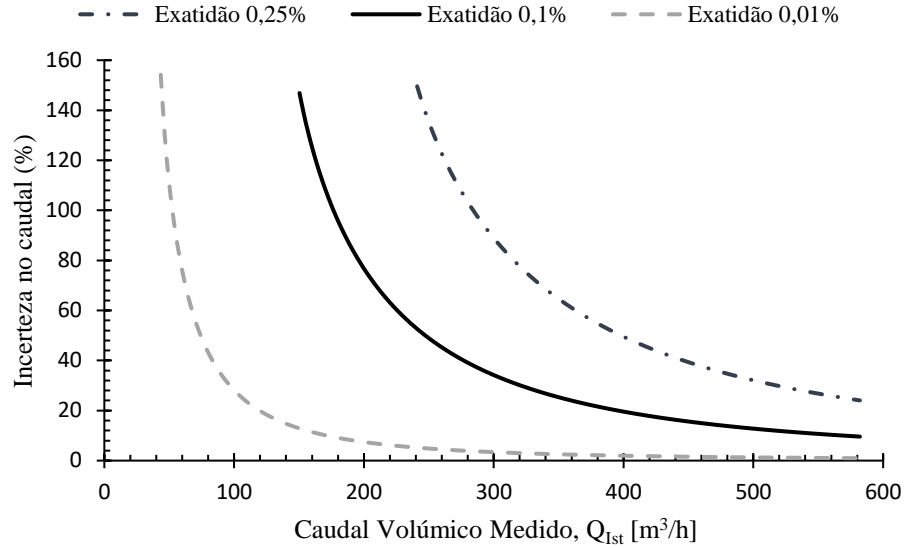


Figura 5.7 – Erro sistemático relativo do caudal em função do caudal às condições normais para diferentes transdutores de pressão absoluta (com diferentes exatidões).

Com o gráfico anterior conclui-se que, para caudais inferiores a 70 m³/h, nem mesmo o mais preciso dos transdutores permite determinar com rigor o caudal, tão pequena que é a diferença de pressão $P_1 - P_2$ para o PRM em questão.

O erro sistemático relativo do caudal pode também ser expresso em função da diferença de pressão $P_1 - P_2$, Figura 5.8, ficando-se com uma melhor ideia da influência da exatidão do transdutor de pressão absoluta face à gama de pressões medidas.

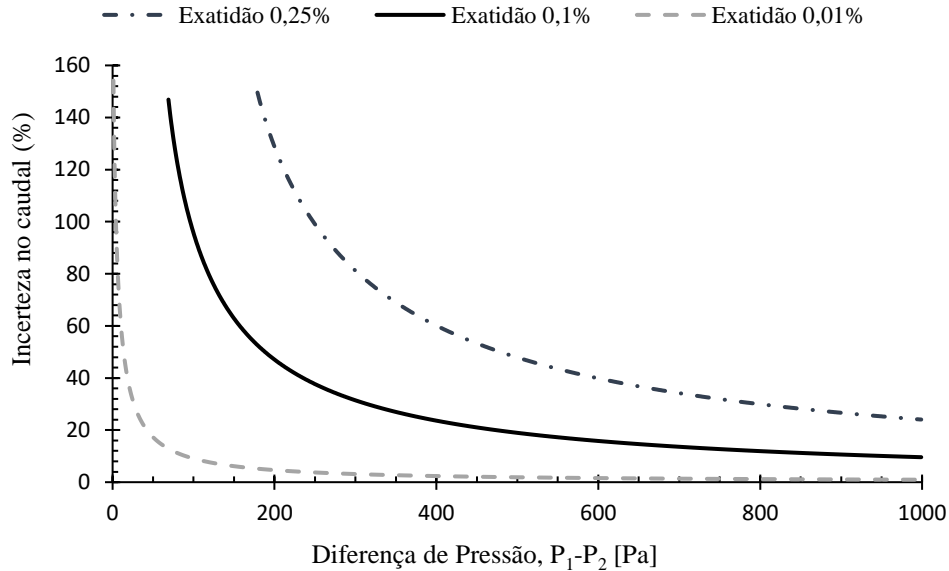


Figura 5.8 - Erro sistemático relativo do caudal em função da diferença de pressão $P_1 - P_2$ para diferentes transdutores de pressão absoluta (com diferentes exatidões).

Da análise da Figura 5.7 e da Figura 5.8, percebe-se que, consequência das baixas perdas de carga no posto de regulação e medida analisado neste capítulo, o erro sistemático relativo do caudal apenas atinge valores toleráveis para valores de caudal já classificados como elevados (acima de 130 m³/h para o transdutor com maior exatidão). Porém, para postos de regulação e medida com maiores perdas de carga, resultando numa maior diferença de pressão $P_1 - P_2$ (para um mesmo caudal), percebe-se que os valores de caudal para os quais o erro sistemático

relativo atinge um valor aceitável serão, naturalmente, inferiores, já que, a incerteza no caudal diminui com o aumento da diferença de pressão associada ao mesmo.

Do estudo realizado nesta secção, no entanto, pode concluir-se que o recurso a transdutores de pressão absoluta para a medição dos valores de pressão P_1 e P_2 provoca erros grosseiros. Por isso, a melhor solução para se reduzir o erro sistemático passa pela utilização de um transdutor de pressão diferencial. A seguir analisa-se, então, o erro sistemático para o caso da utilização de um desses transdutores para a medição direta da diferença de pressão $P_1 - P_2$.

O recurso a um transdutor de pressão diferencial permitindo a direta medição da diferença de pressão $P_1 - P_2$ irá resultar numa redução do erro sistemático do caudal, já que a grandeza dos valores medidos será muito inferior relativamente ao caso onde se usam transdutores de pressão absoluta.

O transdutor de pressão diferencial no qual se baseou esta análise foi o transdutor AST53 da marca *TE connectivity*, tendo como principais características, a possibilidade de ser usado em gases, ser à prova de explosão, funcionar numa gama de medições de 0 a 1 psi (~ 7000 Pa) e apresentar uma exatidão de $\pm 0,2\%$ do valor de fim de escala, neste caso ± 14 Pa (TE Connectivity, 2017).

Na Tabela 5.3 mostra-se, para o transdutor de pressão diferencial considerado, o erro sistemático do caudal calculado e da diferença de pressão medida, para uma temperatura de funcionamento de 15°C e uma pressão P_2 de 1,3 bar (130000 Pa).

Tabela 5.3 - Incertezas no caudal (m^3/h), $\dot{Q}_{I_{st}}$, e na diferença de pressão $P_1 - P_2$ (Pa) para o transdutor de pressão diferencial considerado (exatidão de $\pm 0,2\%$ de fim de escala)

$P_1 - P_2$ [Pa]	$\dot{Q}_{I_{st}}$ [m^3/h]	Exatidão $\pm 0,2\%$	
		$B_{P_1 - P_2}$ [Pa]	$B_{\dot{Q}_{I_{st}}}$ [m^3/h]
10	66,8	± 14	$\pm 31,3$
20	86,2		$\pm 24,6$
30	102,3		$\pm 21,0$
50	129,0		$\pm 17,0$
100	180,2		$\pm 12,5$
150	220,5		$\pm 10,3$

Comparando-se a tabela anterior com a Tabela 5.2 é notório o menor erro sistemático quer no caudal quer na diferença de pressão $P_1 - P_2$ utilizando-se o transdutor de pressão diferencial. De facto, este transdutor de pressão diferencial consegue apresentar melhores resultados que o o melhor dos transdutores de pressão absoluta estudados anteriormente.

Na Figura 5.9 representa-se, para o caso da utilização do transdutor de pressão diferencial, o erro sistemático relativo do caudal em função do caudal às condições normais, para uma temperatura de funcionamento de 15°C e uma pressão P_2 de 1,3 bar.

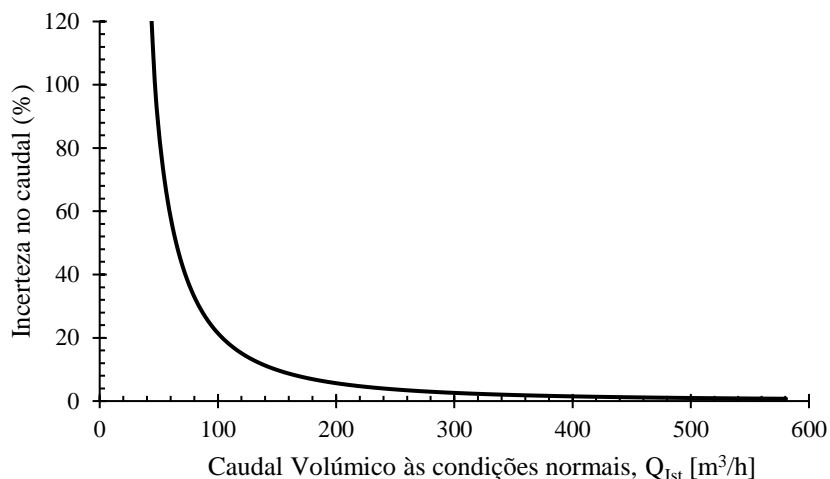


Figura 5.9 - Erro sistemático relativo do caudal em função do caudal às condições normais para um transdutor de pressão diferencial com uma exatidão de 0,2% de fim de escala (sendo este de 7000 Pa).

A elevada incerteza no caudal que se observa para caudais inferiores a 100 m³/h, ao utilizar-se um transdutor de pressão diferencial, deve-se ao facto de para o posto de regulação e medida em questão, devido às poucas perdas de carga e reduzidos comprimentos, se esperar uma reduzida diferença de pressão $P_1 - P_2$ chegando, para caudais inferiores a 40 m³/h, a apresentar valores negativos.

Da Figura 5.9 constata-se ainda que, como esperado, a utilização de um transdutor de pressão diferencial resulta em menores erros sistemáticos do caudal face à utilização de transdutores de pressão absoluta (Figura 5.7).

Pelo que se viu na secção 4.2, a colocação das tomadas de pressão imediatamente antes e depois de uma expansão, caso exista, na linha de regulação, em conjunto com um transdutor de pressão diferencial, pode ser ainda mais vantajoso uma vez que as variações de pressão, para um mesmo caudal, são normalmente superiores às obtidas na presente análise.

5.4.2 Erro aleatório em virtude de flutuações de temperatura e pressão

O efeito do erro aleatório foi também ele estudado já que, no caso real, para além das flutuações normais inerentes ao consumo de gás, existe uma oscilação dos valores de temperatura que não foi considerada no sistema de equações anteriormente apresentado onde se considerou a temperatura constante. No mesmo sistema de equações foi também fixada a pressão a montante do contador, P_2 , no entanto, na realidade, este valor também oscila, ainda que pouco, fruto do próprio funcionamento dos reguladores.

Esta variação quer na pressão quer na temperatura tem influência na massa volúmica do gás natural, e na sua viscosidade, o que provoca variações na diferença de pressão, $P_1 - P_2$, esperada. Assim, de modo a estudar-se o efeito da temperatura e da pressão, e recorrendo-se ao sistema de equações referido anteriormente, foram simuladas as curvas de $P_1 - P_2$ versus caudal para uma dispersão de temperatura entre 0°C e 40°C e para uma dispersão da pressão P_2 entre 1,3 bar e 1,33 bar. A dispersão de $P_1 - P_2$ obtida é mostrada na Figura 5.10.

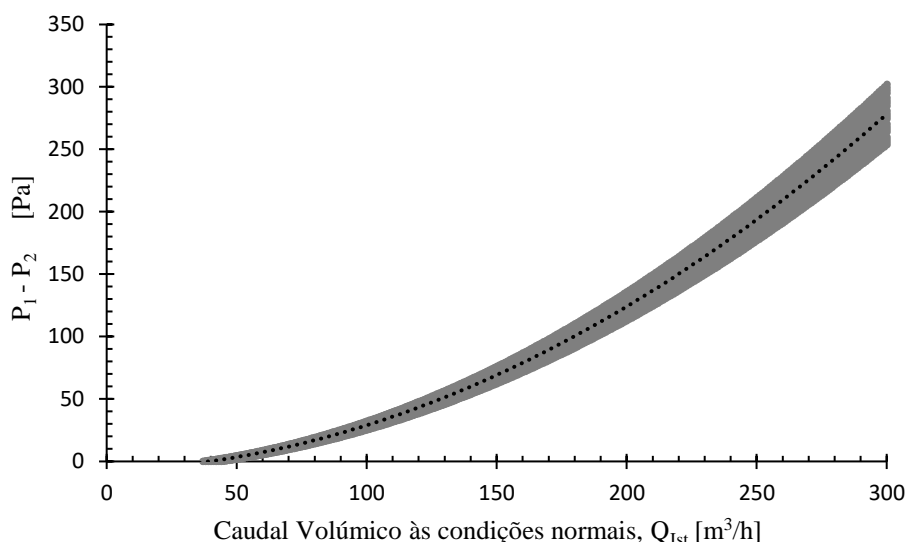


Figura 5.10 – Influência na diferença de pressão esperada para uma dispersão de temperatura entre 0°C e 40°C e uma dispersão de pressão P_2 entre 1,3 bar e 1,33 bar.

Da análise da figura anterior conclui-se que a dispersão na diferença de pressão $P_1 - P_2$ fruto da oscilação da temperatura e da pressão num PRM é um efeito que não deve ser desprezado, já que, e em especial, a temperatura pode variar em função do clima e da época do ano, resultando numa previsão errada do caudal volumétrico no PRM.

Comparando o efeito na diferença de pressão $P_1 - P_2$ da temperatura e da pressão P_2 separadamente repara-se que a dispersão da temperatura entre 0°C e 40°C é a principal responsável pela dispersão nos valores de $P_1 - P_2$. A explicação para tal deve-se ao facto de propriedades como a massa volúmica e a viscosidade dinâmica do gás serem mais afetadas pela gama de temperaturas do que pela gama de pressões P_2 consideradas, esta última devendo-se ao erro inerente de funcionamento do regulador de pressão sendo, naturalmente, pequena.

Para se ter uma melhor perceção do erro aleatório na diferença de pressão $P_1 - P_2$ provocado pela variação da temperatura e da pressão, mostra-se, na Figura 5.11, a incerteza relativa da diferença de pressão, $P_1 - P_2$, em função do caudal às condições normais, \dot{Q}_{1st} . Para o cálculo da incerteza foram simulados para diversos valores de caudal e para vários valores de pressão P_2 (1,3 bar, 1,31 bar, 1,32 bar e 1,33 bar) e de temperatura (0°C, 10°C, 20°C, 30°C e 40°C) os valores da diferença de pressão $P_1 - P_2$ e, através do desvio padrão dos mesmos, calculado o erro aleatório que define o intervalo de confiança a 95%.

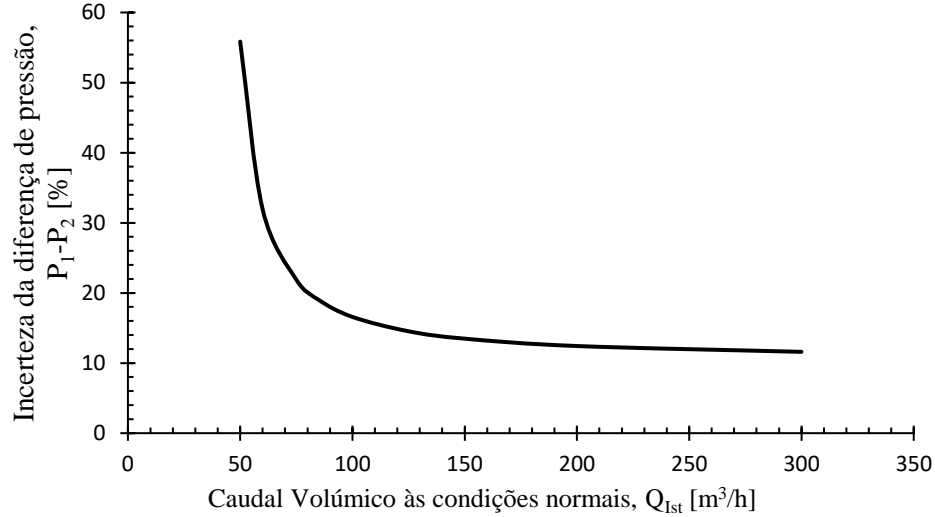


Figura 5.11 – Erro aleatório relativo da diferença de pressão $P_1 - P_2$ para uma dispersão da temperatura entre 0°C e 40°C e para uma dispersão da pressão P_2 entre 1,3 bar e 1,33 bar.

Analisando-se a figura anterior repara-se que a variação da temperatura, ainda que numa gama exagerada (0°C a 40°C), o que não é fácil de se suceder na prática, provoca uma incerteza alta na diferença de pressão $P_1 - P_2$, na ordem dos 15% para caudais superiores a 100 m³/h. Para caudais próximos dos 50 m³/h a incerteza relativa aumenta exponencialmente devido à presença de diferenças de pressão muito pequenas (e até negativas) devido à influência da diferença de cotas.

Uma incerteza relativa aleatória na diferença de pressão ao longo de um PRM na ordem dos 15% é um valor superior à exatidão de um transdutor diferencial de pressão que possa vir a ser utilizado, passando, nesse caso, o erro aleatório a ser a principal fonte de erro ultrapassando o erro sistemático. Assim, convém estudar-se uma forma de se diminuir a influência do erro aleatório.

Uma vez que a medição dos valores de pressão e de caudal num PRM são monitorizados ao longo de todo o ano, a variação da temperatura pode afetar, como visto anteriormente, a diferença de pressão $P_1 - P_2$ correspondente a determinado valor de caudal, resultando numa dispersão dos valores de $P_1 - P_2$ para determinado caudal, aqui classificada como erro aleatório.

De modo a diminuir-se a dispersão dos valores de $P_1 - P_2$, procurou-se encontrar uma relação entre caudal e diferença de pressão onde o efeito da temperatura e pressão do gás sejam também contabilizados.

Para isso, recorrendo-se à equação (2.20), e sabendo que variáveis como a constante universal, \bar{R} , a pressão e temperatura normais, P_{st} e T_{st} , a densidade relativa do gás, d , e o diâmetro, D , são constantes para determinado PRM, e ainda considerando tratar-se de um gás perfeito ($z = 1$) e desprezando-se o efeito da diferença de cotas, o caudal às condições normais, \dot{Q}_{st} , relaciona-se com a diferença de pressão $P_1 - P_2$ através da seguinte equação,

$$\dot{Q}_{st} = C^{te} \cdot \sqrt{\frac{P_1^2 - P_2^2}{L T_{méd}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{f}} \quad (5.10)$$

Tratando-se de um escoamento a uma pressão relativa não muito alta (300 mbar), e recorrendo à equação (2.21), a diferença $P_1^2 - P_2^2$ dá lugar à diferença de pressão $P_1 - P_2$ e à pressão média, $P'_{méd}$. O comprimento, L , para determinado PRM, é também ele constante, já que é o parâmetro onde as perdas de carga são consideradas e, mesmo para o caso das perdas

de carga localizadas, o coeficiente de perdas de carga localizadas, K , pode ser expresso por intermédio de um comprimento de tubagem equivalente, L_{eq} , ficando englobado no comprimento da tubagem. Assim, a equação (5.10) fica da seguinte forma,

$$\dot{Q}_{st} = C^{te} \cdot \sqrt{\frac{P'_{méd}}{T_{méd}}} \cdot \sqrt{P_1 - P_2} \cdot \frac{1}{\sqrt{f}} \quad (5.11)$$

O fator de transmissão $1/\sqrt{f}$, segundo Coelho e Pinho (2007), pode-se expressar segundo uma equação do tipo:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = \varphi \cdot Re^\beta \quad (5.12)$$

De facto, para escoamentos inteiramente turbulentos em tubos rugosos, diversas equações como a equação de distribuição IGT, a equação de Mueller e a equação de Renouard (média pressão) apresentam um valor de β próximo de 0,1 (Coelho e Pinho, 2007).

Assim, e sabendo que o número de Reynolds se relaciona com o caudal às condições normais através da equação (2.22), e sendo todos os restantes parâmetros, à exceção da viscosidade dinâmica do gás, μ , constantes, a equação (5.11) pode expressar-se da seguinte forma:

$$\underbrace{\dot{Q}_{st}^{0,9} \cdot \mu^{0,1} \cdot \sqrt{\frac{T_{méd}}{P'_{méd}}}}_{\alpha} = C^{te} \cdot \sqrt{P_1 - P_2} \quad (5.13)$$

Considerando o termo do lado esquerdo da equação anterior como a nova variável, α , que depende do caudal, da pressão média, da temperatura e da viscosidade dinâmica, e representando esta em função da raiz da diferença de pressão, $\sqrt{P_1 - P_2}$, é expectável que se obtenha uma reta de declive igual à constante C^{te} e com uma dispersão, fruto de oscilações da temperatura, inferior à observada em análises anteriores.

Antes de se representar o gráfico α vs $\sqrt{P_1 - P_2}$ é importante conhecer-se a dependência da viscosidade dinâmica, μ , com a temperatura, T . Para isso, recorrendo-se à base de dados do EES, para a pressão de 1,3 bar e para o caso do metano, a evolução da viscosidade dinâmica em função da temperatura é dada na Figura 5.12.

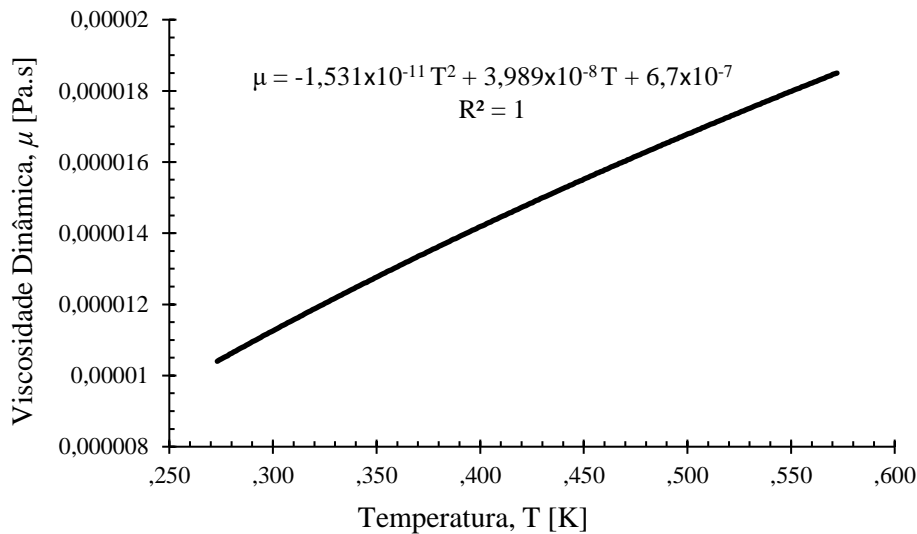


Figura 5.12 – Evolução da viscosidade dinâmica, μ , em função da temperatura, T , para o caso do metano a uma pressão de 1,3 bar.

Fazendo agora uma análise semelhante à já feita aquando da análise do erro aleatório, onde se considerou uma dispersão da temperatura entre 0°C e 40°C e uma dispersão da pressão P_2 entre 1,3 bar e 1,33 bar é possível comparar-se a diferença na dispersão da raiz da diferença de pressão, $\sqrt{P_1 - P_2}$, quando representada em função do caudal volúmico às condições normais, \dot{Q}_{Ist} , na Figura 5.13, ou em função do parâmetro α , na Figura 5.14.

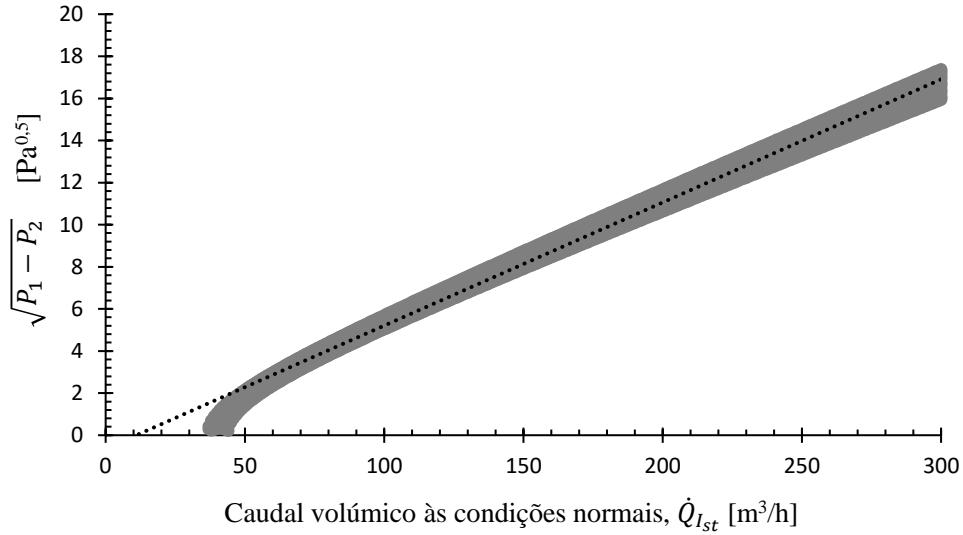


Figura 5.13 – Raiz da diferença de pressão ao longo do PRM, $\sqrt{P_1 - P_2}$, em função do caudal volúmico às condições normais, \dot{Q}_{Ist} , para uma dispersão da temperatura entre 0°C e 40°C e uma dispersão da pressão P_2 entre 1,3 bar e 1,33 bar.

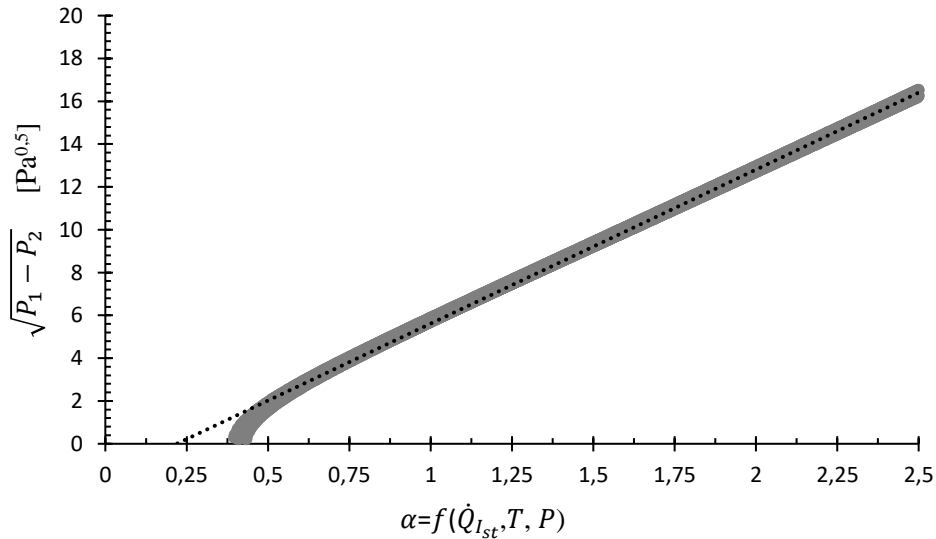


Figura 5.14 - Raiz da diferença de pressão ao longo do PRM, $\sqrt{P_1 - P_2}$, em função do parâmetro α (função do caudal [m³/h], pressão [Pa] e temperatura [K]) para uma dispersão da temperatura entre 0°C e 40°C e uma dispersão da pressão P_2 entre 1,3 bar e 1,33 bar.

Através da comparação das duas figuras é óbvia a redução na dispersão da raiz da diferença de pressão ao longo do PRM, $\sqrt{P_1 - P_2}$, para o caso da representação em função de α , o que é coerente com o esperado. Porém, não se obteve uma reta como à partida esperado devido ao efeito da diferença de cotas que, como já aqui foi dito, é preponderante para baixos caudais (até 40 m³/h) provocando até diferenças de pressão $P_1 - P_2$ negativas.

Na Figura 5.15 e na Figura 5.16 representa-se, novamente, a raiz quadrada da diferença de pressão ao longo do PRM, $\sqrt{P_1 - P_2}$, em função do caudal às condições normais, \dot{Q}_{Ist} , e em função do parâmetro α , respetivamente, mas agora para os dados experimentais.

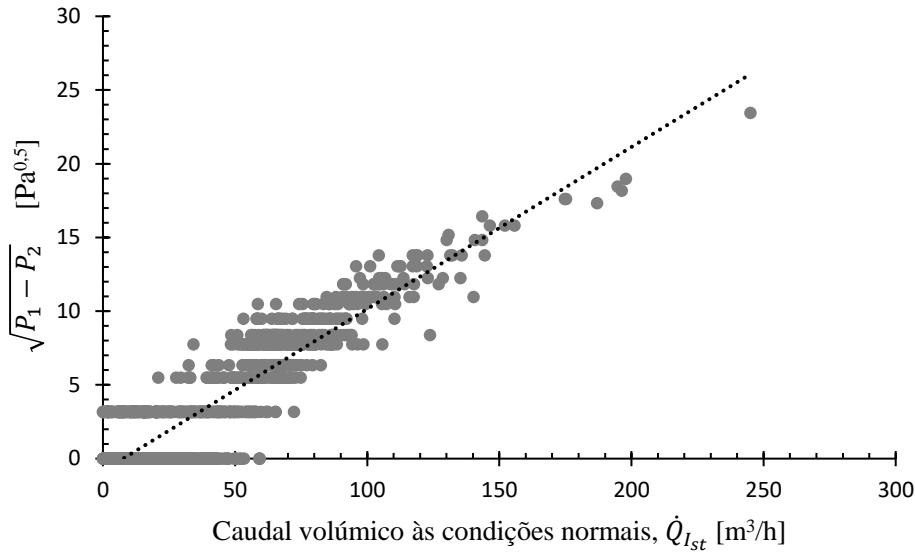


Figura 5.15 - Raiz da diferença de pressão ao longo do PRM, $\sqrt{P_1 - P_2}$, em função do caudal volumétrico às condições normais, \dot{Q}_{Ist} , aplicada aos dados experimentais.

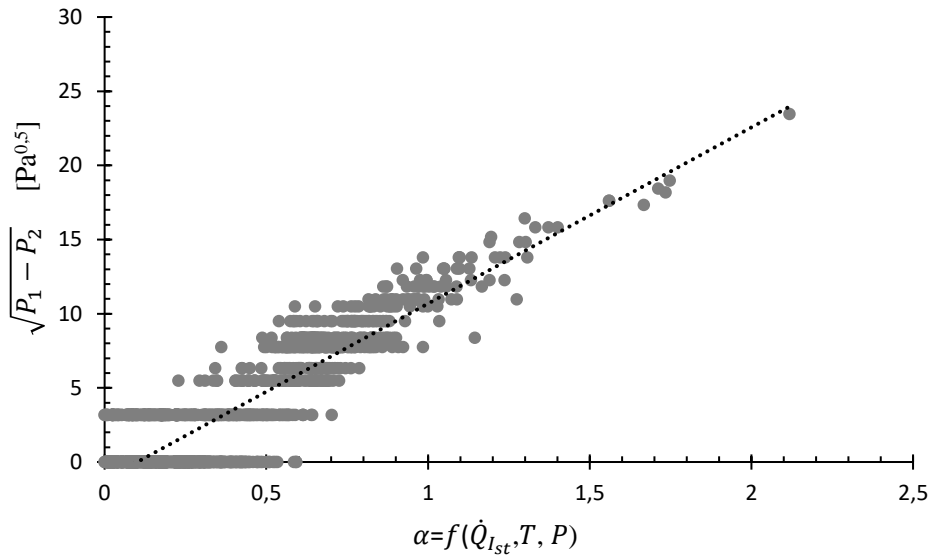


Figura 5.16 - Raiz da diferença de pressão ao longo do PRM, $\sqrt{P_1 - P_2}$, em função do parâmetro α (função do caudal, pressão e temperatura) aplicada aos dados experimentais.

Analisando as duas figuras anteriores repara-se que a representação de $\sqrt{P_1 - P_2}$ em função do parâmetro α não provocou grande alteração na existente dispersão dos dados experimentais. Tal é explicado pelo facto do erro na medição do caudal e, sobretudo, o erro na medição da variação de pressão serem muito superiores ao erro aleatório fruto de oscilações de pressão e temperatura, sendo notório o elevado erro inerente às medições na metade inferior da gama de caudais medida. Nos resultados obtidos matematicamente, as dispersões em virtude das variações de temperatura e de pressão são atenuadas com a utilização do parâmetro α pois, nessa análise, o erro na “medição” do caudal e da variação de pressão são nulos, o que está longe da realidade do caso estudado.

O facto de na realidade os caudais não serem constantes no tempo, isto é, do facto dos resultados experimentais resultarem de médias horárias de 240 medições (de 15 em 15 segundos) sendo que numa hora pode haver uma grande variação do caudal consumido, pode ser um motivo adicional para a dispersão observada nos dados experimentais. Para uma análise como esta, em que se pretende relacionar uma variação de pressão com um caudal, eventualmente seria mais benéfico registar, à parte das variáveis que são atualmente gravadas, o valor de P_1 e P_2 , ou de $P_1 - P_2$, e do caudal de apenas uma medição em cada hora, já que por questões de espaço de memória só se podem gravar valores horários. Ter-se-ia, no entanto, de garantir que a medição registada corresponde a um caudal constante e não enquanto este se encontra a aumentar ou a diminuir. Para tal basta garantir que, por exemplo, as três medições anteriores são iguais à registada. Neste caso, obter-se-ia no final o mesmo número de dados experimentais, mas sendo estes, agora, valores instantâneos serão menos afetados pelas flutuações inerentes ao consumo.

6 Conclusões e sugestões de trabalho futuro

Os postos de regulação e medida (PRM), cuja função é filtrar, regular a pressão do gás e medir o caudal de gás consumido pelo cliente, são elementos fundamentais para uma correta monitorização do sistema de distribuição de gás natural. Devido aos relativamente curtos comprimentos de tubagem existentes e às reduzidas perdas de carga ao longo de um PRM e até devido às baixas velocidades de escoamento (limitadas a 20 m/s), conclui-se que, embora o fluido em estudo seja o gás natural, o escoamento do mesmo ao longo de um PRM pode ser aproximado ao de um escoamento incompressível, sendo o erro cometido em tal aproximação, até caudais de 300 m³/h, inferior a 1% quando comparada a queda de pressão ao longo de um PRM com a de o escoamento compressível.

Com intuito de se detetarem anomalias nos contadores de gás industriais em tempo real, e/ou detetarem-se eventuais desvios de caudal pela linha de bypass (ou outras), foi estudado como varia a queda de pressão ao longo de um PRM para diferentes valores de caudal e para o caso da abertura da válvula de bypass. Desta análise conclui-se que, medindo os valores de pressão estática na tomada de pressão a jusante de um dos reguladores de pressão, P_1 , e na tomada de pressão a montante do contador, P_2 , (valor de pressão usado para a conversão do volume para as condições normais), a queda de pressão ao longo do PRM evoluirá de forma quadrática em função do caudal volumico medido pelo contador. A abertura da válvula de bypass provocará um desvio da curva de funcionamento normal uma vez que o caudal volumico total passa a ser diferente do caudal medido, o que origina uma maior queda de pressão ao longo do PRM.

Fruto da grande variedade de postos de regulação e medida, a melhor solução passaria pela obtenção da curva $P_1 - P_2$ versus caudal experimentalmente num período onde se garanta o correto funcionamento do PRM. Futuros desvios de tal curva serão então indício de que não estará a ser contabilizado a totalidade do caudal. Para se detetar um desvio de $\pm 10\%$ no caudal, em caudais inferiores a 450 m³/h, conclui-se que a exatidão de um transdutor de pressão absoluta deve ser ainda menor que 0,055% do valor de pressão medido.

Da recolha dos dados experimentais de $P_1 - P_2$ e do caudal para determinado PRM conclui-se que a incerteza dos transdutores de pressão absoluta normalmente utilizados (0,25% do valor de pressão medido) é demasiado alta face às baixas diferenças de pressão esperadas num PRM. Observou-se uma elevada dispersão dos valores de $P_1 - P_2$ e dos valores de caudal, especialmente para baixos caudais (até 100 m³/h) o que não permitiu a obtenção de uma curva de referência de $P_1 - P_2$ versus caudal para o PRM em questão. Verificou-se ainda que variações da temperatura contribuem para a dispersão nos valores da queda de pressão registada, de facto, uma dispersão de temperatura entre 0°C e 40°C resulta num erro, aleatório, relativo de $P_1 - P_2$ de 15% para caudais superiores a 100 m³/h. A representação da curva

$\dot{Q}_{st}^{0,9} \mu^{0,1} \sqrt{\frac{T_{méd}}{P_{méd}}}$ versus $\sqrt{P_1 - P_2}$ aparenta ser uma boa solução para a redução do erro aleatório.

Como trabalho futuro sugere-se a realização do mesmo estudo, mas recorrendo-se a um transdutor de pressão diferencial, uma vez que a utilização do mesmo resulta num decréscimo do erro sistemático, já que a queda de pressão $P_1 - P_2$ é medida diretamente.

Um outro trabalho futuro que se sugere seria a repetição da recolha de dados realizada (para a mesma instalação e até mesmo com os transdutores de pressão absoluta), mas onde para os dados experimentais, em vez de se registarem as médias horárias (que no fundo resultam da média de 240 medições), se registasse o valor de P_1 e P_2 , ou de $P_1 - P_2$, e do caudal de apenas uma medição em cada hora, desde que se garanta que a medição corresponda a um caudal constante (talvez garantindo-se que as 3 medições anteriores são iguais à registada) e não enquanto o mesmo aumenta ou diminui. Assim, no final obter-se-ia o mesmo número de dados experimentais, mas sendo estes agora valores instantâneos serão menos afetados pelas flutuações inerentes ao consumo (que pode variar muito numa hora) esperando-se que contribua para a diminuição do erro aleatório.

A introdução de um tubo de Pitot na linha do contador para se comparar o caudal medido pelo contador com o caudal estimado pelo tubo de Pitot constitui um método alternativo para a deteção de anomalias no contador. De modo a detetar-se desvios de caudal pela linha de bypass, o tubo de Pitot pode ser colocado na zona da tubagem antes da separação de caudal, no entanto, com este método existe sempre a possibilidade de o desvio de caudal ocorrer a montante do tubo de Pitot. Para este método verificou-se também que a melhor solução para a medição da pressão dinâmica seria um transdutor de pressão diferencial, já que a grandeza da diferença de pressão a medir por este método é mais baixa que a queda de pressão ao longo do PRM (para o PRM estudado).

Vários postos de regulação e medida apresentam variações de diâmetro em zonas imediatamente a jusante dos reguladores de pressão. A diferença de pressão registada num aumento da área da secção do escoamento pode então ser relacionada com o caudal volúmico em escoamento. As diferenças de pressão esperadas por este método revelaram-se, para aumentos de diâmetro superiores a 160%, de ordem superior à queda de pressão ao longo do PRM. Poder-se-ia, então, aproveitando as maiores diferenças de pressão registadas, combinar este método com o método onde se regista a queda de pressão ao longo do PRM e, em vez de se efetuar a medição na tomada de pressão a jusante do regulador após a expansão, efetuar a medição a jusante do regulador mas na zona de menor diâmetro (na garganta do difusor). Observou-se que para aumentos de diâmetro superiores a 160% a medição de $P_{\text{garganta}} - P_2$ é mais vantajosa que a medição de $P_1 - P_2$, devido aos maiores valores da primeira diferença.

A diferença de pressão que se observa nas curvas das tubagens (devido à força centrífuga do escoamento) pode também ser usada como um método alternativo para a medição do caudal. Este método obriga, porém, à instalação de duas tomadas de pressão (nas superfícies interna e externa da curva) e ao recurso de um transdutor de pressão diferencial. Dos métodos sugeridos é o menos promissor pois é o que apresenta uma menor ordem de grandeza da diferença de pressão a medir, existindo ainda a possibilidade de ocorrer um desvio de caudal a montante da curva.

Um método que se revela muito promissor na confirmação dos casos onde o caudal volúmico é nulo consiste na deteção da posição da válvula do regulador de pressão. Muitos fabricantes de reguladores de pressão oferecem a possibilidade de se integrar no regulador de pressão um indicador de posição que se encontra conectado ao diafragma de equilíbrio de forças responsável pelo(a) fecho/abertura da válvula reguladora de pressão. Para os casos onde o caudal seja efetivamente nulo a válvula dos reguladores de pressão terá de se encontrar necessariamente fechada, se tal não for verdade é sinal de que existe caudal a escoar que não está a ser contabilizado. Com o indicador de posição pode se combinar um sensor de proximidade (detetando apenas a posição de fecho) ou um transdutor de posição (indicando a

posição exata da válvula do regulador de pressão) e desta forma tentar-se obter uma curva entre caudal e posição da válvula que possa servir de referência futura para o PRM em causa.

Para um trabalho futuro seria, pois, interessante, utilizando-se o transdutor de posição, encontrar-se experimentalmente a relação entre a abertura da válvula do regulador de pressão e o caudal volúmico a passar pela mesma. Talvez seja possível, após a obtenção da mesma, a deteção de desvios de caudal e/ou anomalias no contador de gás.

Referências

- Coelho, Paulo M., e Carlos Pinho. 2003/2004. Redes de Gás. em *Monografia de apoio à cadeira de Redes de Gás do Mestrado em Fundamentos e Aplicações de Mecânica dos Fluidos*, Editado por Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.
- Coelho, Paulo M., e Carlos Pinho. 2007. "Considerations about equations for steady state flow in natural gas pipelines." *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering* 29:262-273.
- EDP. 2017. "Sistemas de Gás." Energias de Portugal, consultado a 8/3/2017. <https://www.edp.pt/pt/aedp/sectordeenergia/SistemaGasPortugues/Pages/SistemaGasPortugal.aspx>.
- Emerson. 2015. "Natural Gas Technologies - Application Guide." In: EMERSON - Process Management. http://www3.emersonprocess.com/Regulators/Natural%20Gas%20E-Book/NG_AppGuide_ebook_output/web/html5/index.html?&locale=PTG (accessed 11/3/2017).
- ERSE. 2017. "Gás Natural." Entidade Reguladora de Serviços Energéticos, consultado a 8/3/2017. <http://www.erse.pt/pt/gasnatural/Paginas/default.aspx>.
- ET206. 2013. Especificação Técnica - Postos de Regulação e Medida de 2ª e 3ª Classe. Editado por EDP Gás Distribuição.
- ET431. 2015. Especificação Técnica - Contadores de Gás de Turbina. Editado por EDP Gás Distribuição.
- ET432. 2015. Especificação Técnica - Contadores de Gás de Êmbolos Rotativos. Editado por EDP Gás Distribuição.
- ET440. 2015. Especificação Técnica - Conversores de Volume: tipo PTZ. Editado por EDP Gás Distribuição.
- Figliola, R.S., e D.E. Beasley. 2010. *Theory and Design for Mechanical Measurements, 5th Edition*: Digital Designs.
- Idel'cik, I.E. 1969. *Mémento des pertes de charge, coefficients de pertes de charge singulières et de pertes de charge par frottement*: Eyrolles.
- Itron. 2012. *Gas Book - Metering & Systems*: Itron.
- Liptak, B.G. 2003. *Instrument Engineers' Handbook, Fourth Edition, Volume One: Process Measurement and Analysis*: CRC Press.
- Mohitpour, M., H. Golshan, e M.A. Murray. 2003. *Pipeline Design & Construction: A Practical Approach*: ASME Press.
- Mokhatab, S., W.A. Poe, e J.G. Speight. 2006. *Handbook of Natural Gas Transmission and Processing*: Gulf Professional Pub.

- Munson, B.R., A.P. Rothmayer, e T.H. Okiishi. 2012. *Fundamentals of Fluid Mechanics*, 7th Edition: Wiley.
- REN. 2010. "Portal de Acesso às Infraestruturas de Gás Natural ". Redes Energéticas Nacionais, consultado a 12/05/2017. <https://www.ign.ren.pt/monitorizacao-da-qualidade-do-gn>.
- Shaw, Kevin. 2003. "Fundamental Principles of Pressure Regulators." *American School of Gas Measurement Technology*.
- Smith, R.V. 1990. *Practical natural gas engineering*: PennWell Books.
- TE. 2017. "High Differential Pressure Transducer (AST53)." TE Connectivity, consultado a 19/06/2017. <http://www.te.com/usa-en/product-CAT-PTT0061.html#mdp-tabs-content>.
- White, F.M. 2011. *Fluid Mechanics*: McGraw Hill.

ANEXO A: Funcionamento de Reguladores de Pressão

A principal função de qualquer regulador de pressão de gás é igualar o caudal que passa pelo mesmo à demanda de caudal de gás imposta pelo consumidor. Ao mesmo tempo, o regulador tem de ser capaz de manter a pressão do sistema a jusante dele entre certos limites aceitáveis.

O típico sistema de gás é semelhante ao mostrado na Figura A.1 onde o regulador é colocado a montante do sistema que é responsável pelas variações de caudal observadas no redutor.

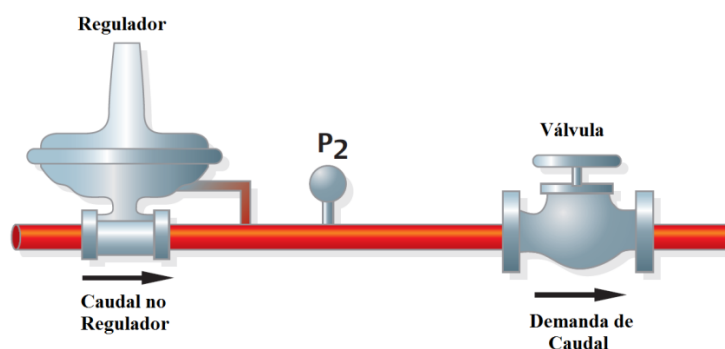


Figura A.1 – Sistema de gás com regulador de pressão (Emerson, 2015).

Se a quantidade de gás exigido pelo sistema, ou o gás consumido, diminuir o caudal no regulador deve diminuir também, caso contrário, iria entrar demasiado gás no sistema e a pressão a jusante do regulador, P_2 , iria aumentar. Para o caso oposto, caso o gás consumido aumente, o caudal no regulador deve também ele aumentar impedindo que a pressão P_2 diminua devido à consequente escassez de gás no sistema de pressão.

Através deste simples esquema, é fácil perceber que a principal função do regulador é adaptar o caudal que passa pelo mesmo ao caudal consumido (Emerson, 2015).

O regulador de pressão ideal seria aquele capaz de fornecer um caudal ao sistema a uma pressão a jusante constante, no entanto, os mecanismos dos reguladores diretamente operados são tais que existirá sempre um desvio na pressão a jusante dos mesmos, P_2 .

Reguladores diretamente operados ajustam automaticamente o caudal no redutor de encontro ao caudal consumido. Antes da invenção dos reguladores, alguém teria de vigiar a pressão através de um manómetro onde diminuições de pressão indicariam um aumento do caudal consumido, então, o operador abria manualmente uma válvula reguladora até que a pressão voltasse a aumentar até ao valor pretendido.

Um regulador diretamente operado é então composto por três componentes essenciais nomeadamente, um elemento de restrição, geralmente uma válvula, um elemento de avaliação, geralmente um diafragma, e um elemento de carga, geralmente uma mola, tal como mostra a Figura A.2.

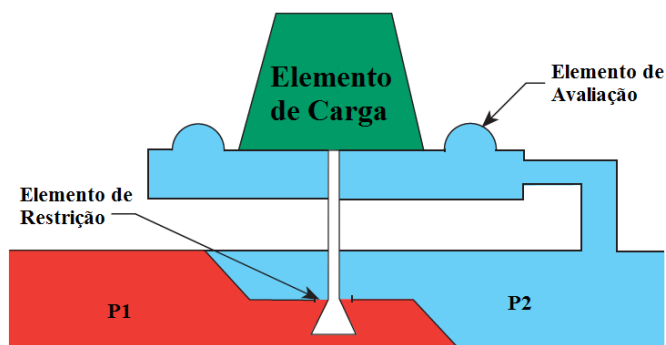


Figura A.2 – Princípio de funcionamento de regulador de pressão (Emerson, 2015).

O elemento de restrição, na maior parte das vezes um disco, pode estar totalmente fechado, totalmente aberto ou algures entre estas posições. O elemento de avaliação é geralmente um diafragma flexível em contacto com a pressão a jusante do regulador, P_2 , e que se move à medida que esta muda, ao diafragma está geralmente conectada uma haste para que à medida que o diafragma se mova o mesmo aconteça ao elemento de restrição. O elemento de carga, que pode ser um peso ou, na maior parte das vezes, uma mola, é responsável por contrabalançar a pressão a jusante, P_2 . O quão desequilibrado o balanço de forças no diafragma estiver é que determina a deslocação do elemento de restrição, assim, variando a carga é possível ajustar o valor de pressão pretendido. Para uma dada redução de pressão num regulador, existe, no entanto, um caudal máximo que o pode percorrer. O balanço de forças, no caso de uma mola, é dado pela equação,

$$K \times x = P_2 \times A \quad (\text{A.1})$$

sendo K a constante elástica da mola, P_2 a pressão de saída do regulador, A a área efetiva do diafragma e x a deformação da mola que determina o curso do elemento de restrição e, portanto, o fecho/abertura da válvula do regulador.

A utilização de uma mola como elemento de carga ao invés de um peso garante um maior controlo e estabilidade ao regulador, no fundo, a mola age como um conjunto de diferentes pesos para diferentes valores de pressão P_2 (Emerson, 2015).

Se o consumo de caudal aumenta, P_2 irá diminuir, assim, a pressão em baixo de diafragma diminui permitindo que o regulador abra ainda mais até que a pressão aumente de modo a igualar a força exercida pela mola. No caso de o consumo de caudal diminuir, P_2 aumenta provocando uma subida da haste e, portanto, o regulador fecha reduzindo o caudal no regulador.

Como já foi dito, no caso ideal, o regulador fornecerá uma pressão de saída constante para uma gama de caudais infinita, no entanto, fatores como a linearidade na força exercida pela mola (Lei de Hooke) e a variação da área efetiva do diafragma à medida que a válvula abre/fecha provocam um desvio da pressão em relação ao valor de ajuste pretendido. Na Figura A.3 mostra-se o típico desempenho de um regulador diretamente operado com mola.

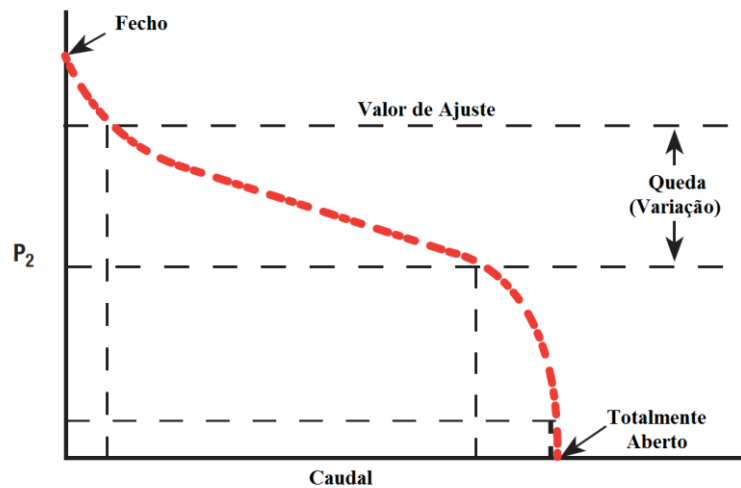


Figura A.3 – Curva característica de um regulador (Emerson, 2015).

O valor de ajuste é o valor, constante, de pressão desejado, sendo este determinado pelo valor de compressão inicial da mola do regulador. O facto de que quando o caudal aumenta (abertura da válvula do regulador) a força da mola diminui, devido à lei de Hooke, faz com que o aumento de caudal provoque uma diminuição da pressão P_2 . Este efeito em conjunto com o aumento da área efetiva (devido à sua elasticidade) do diafragma com o aumento de caudal (e abertura da válvula) resulta no decréscimo de P_2 para elevados caudais como mostra a figura anterior (Shaw, 2003).

Uma das maneiras de reduzir este efeito e assim aumentar a precisão do regulador é conectar a zona inferior ao diafragma a uma zona interior do regulador de maior velocidade e, portanto, de menor pressão que a pressão a jusante do regulador, P_2 . Esta pressão mais baixa auxilia uma maior abertura da válvula do regulador provocando então um aumento de P_2 de modo a contrariar a queda de pressão normalmente apresentada (Shaw, 2003). Este efeito pode ser alcançado com recurso a um tubo de Pitot no interior do regulador.

Na Figura A.4 está representado um esquema mais realista de um regulador de pressão de gás com o método descrito anteriormente que visa diminuir o erro na pressão desejada.

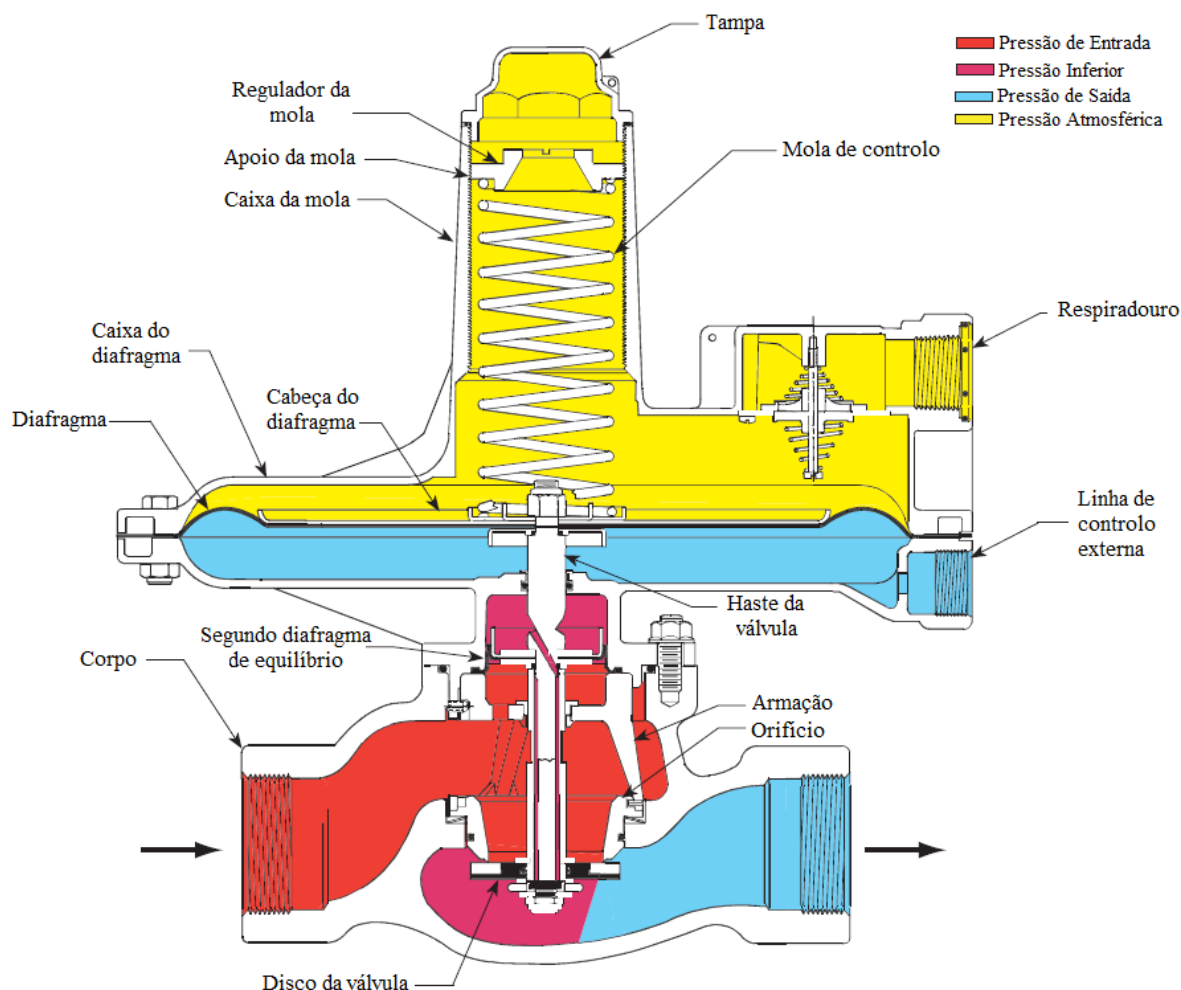


Figura A.4 – Esquema de um regulador de pressão diretamente operado (Emerson, 2015).

O funcionamento do regulador representado na Figura A.4 é o já descrito anteriormente, o fecho/abertura da válvula é garantido por um disco que está diretamente conectado a uma haste de comando que se encontra ligada ao diafragma, transmitindo assim o movimento do diafragma ao disco. O movimento do diafragma está relacionado com o balanço de forças no mesmo, como mostra a equação (A.1). No regulador representado realiza-se ainda um segundo balanço de forças de modo a diminuir a queda de pressão com o aumento de caudal observado nos reguladores. O facto de neste regulador a haste de comando possuir um orifício permite a deteção de uma pressão inferior (marcada a cor de rosa na imagem), devido à maior velocidade, que quando contrabalançada com a pressão de entrada do regulador, no segundo diafragma de equilíbrio, produz uma força que favorece o fecho da válvula de disco, e, portanto, favorece o aumento da pressão de saída do regulador, diminuindo assim o erro de regulação do regulador.